# MANUALUL INGINERULUI DE MINE

*****

SALA

RA TEHNICĂ

Continuînd expunerea succintă a bazelor teoretice și practice ale tehnicii mineritului în subteran și în cariere, volumul de față cuprinde secțiunile:

*XXIII. Instalații mecanice miniere* (Instalații de extracție; Instalații de aeraj; Instalații de evacuare a apelor; Instalații de aer comprimat).

*XXIV. Transport minier* (Transportoare cu raclete; Transportoare cu bandă pe role în subteran și în cariere; Transportoare cu bandă de construcție specială; Transportoare vibrante; Transportul pe cale ferată în subteran și în cariere; Mecanizarea în stațiile de joncțiune ale sistemelor de transport minier; Transportul auto în subteran și în cariere; Utilaje de încărcare și evacuare; Transportul hidraulic și pneumatic al rocilor; Transportul materialelor și personalului; Mecanizarea transportului la suprafața minei și instalații de funicular.

*XXV. Aeraj minier* (Aerul de mină; Climatul minier; Curgerea aerului în rețeaua de lucrări miniere subterane; Rezistențele lucrărilor miniere și pierderi de presiune; Rețele, sisteme și scheme de aeraj; Construcții de aeraj; Proiectarea și realizarea aerajului parțial și general; Automatizarea aerajului minelor; Controlul aerajului; Conducerea aerajului în caz de avarie.

Se adresează inginerilor, subinginerilor, tehnicienilor minieri și electromecanici minieri din cercetare, proiectare, producție, constituind totodată un material ajutător pentru studenții de la institutele de învățămînt superior de specialitate.

# MANUALUL INGINERULUI DE MINE

*****

*Coordonator:*

Dr. doc. ing. **ARON POPA**

Profesor universitar emerit

189160
B.C.U. - IASI

EDITURA TEHNICĂ

București — 1989

*Colectivul de autori:*

Prof. dr. ing. **ION MARIAN**
Prof. dr. ing. **NICOLAE BRĂDEANU**
Prof. dr. ing. **ANDREI MAGYARI**
Conf. dr. ing. **ZOE GONTEAN**
Şef lucrări dr. ing. **IOSIF KOVACS**
Dr. ing. **FLORICA BĂLTĂREŢU**
Dr. ing. **ION MATEI**
Asistent ing. **MARIN SILVIU NAN**

Nr. 49.467
Bibliotec... Geografie
Nr. III-12109

Redactor: ing. FILOMENOS SAVIN
Tehnoredactor: V. E. UNGUREANU
Coperta: ŞTEFAN PĂRĂU

*Bun de tipar 22.10.1989 Coli tipar 50*
*C. Z. 622(039)*

ISBN—973—31—0082—X

Cd. 25 I. P. Informaţia
Str. Brezoianu nr. 23—25
Bucureşti

# *Cuprins*

XXIII. INSTALAŢII MECANICE MINIERE

1. *Instalaţii de extracţie* . . . . . 12
1.1. Rolul şi clasificarea instalaţiilor de extracţie. Tipuri de instalaţii . . . . . 12
1.2. Tipuri principale de maşini de extracţie . . . . . 15
1.2.1. Maşini de extracţie cu tobe . . . . . 15
1.2.2. Maşini de extracţie cu bobine . . . . . 16
1.2.3. Maşini de extracţie cu roţi motoare (roţi Koepe) 17
1.3. Elementele constructive ale părţii mecanice . . . . . 22
1.3.1. Vase de extracţie . . . 22
1.3.2. Cabluri de extracţie . . 30
1.3.3. Dispozitive de legare a cablului la vasele de extracţie . . . . . 40
1.3.4. Organe de înfăşurare şi de deviere a cablului . 46
1.4. Poziţia instalaţiilor de extracţie faţă de puţ . . . . . 55
1.4.1. Turnuri de extracţie . 55
1.4.2. Elemente geometrice care definesc poziţia instalaţiei 57
1.5. Cinematica instalaţiilor de extracţie . . . . . 60
1.5.1. Cinematica instalaţiilor de extracţie cu colivii nebasculante . . . . . 62
1.5.2. Cinematica instalaţiilor de extracţie cu schipuri şi colivii basculante . . 65
1.6. Dinamica instalaţiilor de extracţie . . . . . 70
1.6.1. Instalaţii de extracţie cu vase nebasculante . . 70
1.6.2. Instalaţii de extracţie cu schipuri şi colivii basculante . . . . . 78
1.6.3. Dinamica instalaţiilor de extracţie cu un singur vas şi cu contragreutate. 81
1.6.4. Particularităţile extracţiei prin puţuri înclinate. 81
1.6.5. Particularităţile dinamicii instalaţiilor de extracţie cu roată motoare . . 82
1.7. Puterea de acţionare şi consumul de energie . . . . . 85
1.7.1. Puterea efectivă şi alegerea motorului de extracţie . . . . . 85
1.7.2. Acţionarea instalaţiilor de extracţie şi consumul de energie . . . . . 87
1.8. Dispozitive de frînare . . . 88
1.8.1. Mecanismul de execuţie al frînelor . . . . . 90
1.8.2. Sisteme de acţionare a frînelor . . . . . 92
1.8.3. Alegerea şi verificarea unor parametri ai frînelor . . . . . 94
1.9. Aparate de control şi de siguranţă . . . . . 98
1.9.1. Regulatorul de mers . 98
1.9.2. Indicatoare de nivel . . 99
1.9.3. Indicatoare de viteză (tahometre) . . . . . 100
1.9.4. Limitatoare de cursă . . 102
1.9.5. Limitatoare de viteză . 103
1.9.6. Dispozitive de control a alunecării cablului . . . 104
1.9.7. Aparate de semnalizare . 105

1.10. Controlul și întreținerea instalațiilor de extracție . . . 106

2. *Instalații de aeraj* . . . . . .

2.1. Clasificarea ventilatoarelor, acțiunea lor aspirantă și refulantă . . . . . 109
2.2. Ventilatoare radiale . . . . 111
2.2.1. Determinarea dimensiunilor mai importante ale ventilatoarelor radiale . 114
2.2.2. Calculul puterii de acționare a ventilatoarelor . . 117
2.2.3. Curbele caracteristice ale ventilatoarelor radiale . 119
2.2.4. Orificiul echivalent al minei, curba de aeraj a minei, punct de funcționare a ventilatorului . . 123
2.2.5. Reglarea debitului ventilatoarelor radiale . . . 124
2.2.6. Turația critică a ventilatorului . . . . . 126
2.3. Ventilatoare axiale . . . . . 128
2.3.1. Calculul presiunii (depresiunii) create de ventilatorul axial . . . . . 129
2.3.2. Principii de dimensionare a ventilatoarelor axiale . 129
2.3.3. Pierderi de energie datorită turbioanelor de aer la ieșirea din rotor și eliminarea lor . . . . . 132
2.3.4. Reglarea debitului și a presiunii ventilatoarelor axiale pentru aerajul principal al minelor . . . . 134
2.3.5. Caracteristicile adimensionale ale ventilatoarelor axiale . . . . . 138
2.4. Comparație între ventilatoarele radiale și axiale . . . . . 141
2.5. Alegerea ventilatoarelor . . . 142
2.5.1. Verificarea ventilatorului ales și determinarea treptelor de reglare . . . . 145
2.5.2. Caracteristici ale ventilatoarelor radiale în funcție de curbura paletelor . 148
2.6. Influența tirajului natural al minei asupra funcționării ventilatoarelor . . . . . 149
2.7. Zgomotele ventilatoarelor . . 150
2.8. Stațiile de ventilatoare . . . 154
2.8.1. Poziția ventilatoarelor față de puțul de aeraj . . 154
2.8.2. Încercarea ventilatoarelor de mină . . . . . 158
2.9. Descrierea instalațiilor de ventilatoare . . . . . 159
2.10. Defecte privind funcționarea ventilatoarelor . . . . . 162
2.11. Ventilatoare pentru aerajul secundar . . . . . 165
2.11.1. Calculul puterii de acționare a ventilatoarelor pentru aerajul secundar 167
2.11.2. Exploatarea și întreținerea ventilatoarelor pentru aerajul secundar și măsuri de protecția muncii . . . . . 167
2.11.3. Ventilatoare tubulare axiale construite în țară 169
2.11.4. Ventilatoare tubulare axiale construite în străinătate . . . . . 173
2.11.5. Burlane (tuburi de aeraj) . . . . . 173
2.12. Exemple de ventilatoare pentru instalațiile principale de aeraj a minelor . . . . . 175

3. *Instalații de evacuare a apelor* . . 178

3.1. Pătrunderea apelor în subteran. Debitul de infiltrație . . . . 178
3.2. Pompe volumice folosite la evacuarea apelor . . . . . 179
3.2.1. Pompe cu piston . . . . 179
3.2.2. Pompe cu șurub . . . . 184
3.3. Pompe centrifuge . . . . . 185
3.3.1. Clasificare și funcționare . 185
3.3.2. Tipuri constructive folosite la evacuarea apelor . 187
3.3.3. Parametrii geometrici și funcționali . . . . . 190
3.3.4. Funcționarea la rețea a pompelor centrifuge . . 194



3.3.5. Funcționarea în paralele și în serie a pompelor centrifuge . . . . . 197
3.3.6. Reglarea pompelor centrifuge . . . . . 198
3.4. Pompe cu aer comprimat . . 200
3.4.1. Pompe cu aer comprimat cu funcționare discontinuă . . . . . 200
3.4.2. Pompe cu aer comprimat cu funcționare continuă (pompe aerlift) . . . . 201
3.5. Hidroelevatoare . . . . . 203
3.6. Conducte și armături . . . 205
3.7. Scheme și stații de evacuare a apelor . . . . . 209
3.7.1. Scheme de evacuare a apelor . . . . . 209
3.7.2. Stații de evacuare a apelor . . . . . 210

4. *Instalații de aer comprimat* . . . 217

4.1. Bazele termodinamice ale funcționării compresoarelor . . . 217
4.2. Clasificarea compresoarelor . 225
4.3. Compresoare cu piston . . . 227
4.3.1. Compresoare cu piston cu o singură treaptă . . . 227
4.3.2. Compresoare cu piston cu mai multe trepte . . . 234
4.3.3. Calculul randamentului indicat, puterii indicate și al spațiului vătămător din diagrama indicată . 4.3.4. Calculul puterii de acționare și acționarea compresoarelor cu piston . . . 244
4.3.5. Elemente constructive ale compresoarelor cu piston . . . . . 246
4.3.6. Ungerea compresoarelor . 253
4.3.7. Reglarea debitului compresoarelor cu piston . . 257
4.3.8. Exemplificarea unor tipuri de compresoare cu piston . . . . . 262
4.4. Compresoare elicoidale . . . 278
4.4.1. Descriere și principiul de funcționare . . . . . 278
4.4.2. Calculul compresoarelor elicoidale . . . . . 280
4.4.3. Domeniul de utilizare . . 282
4.5. Turbocompresoare . . . . . 283
4.5.1. Funcționarea turbocompresorului . . . . . 283
4.5.2. Presiunea creată de rotorul unui turbocompresor. Randamentul hidraulic . 284
4.5.3. Limita supersonică a turbocompresoarelor . . . 286
4.5.4. Calculul puterii de acționare . . . . . 287
4.5.5. Tipuri de turbocompresoare . . . . . 288
4.5.6. Ungerea turbocompresoarelor . . . . . 294
4.5.7. Curbele caracteristice ale turbocompresoarelor . . 295
4.5.8. Reglarea turbocompresoarelor . . . . . 297
4.5.9. Avantajele și dezavantajele folosirii turbocompresoarelor . . . . . 302
4.6. Proiectarea stațiilor de compresoare și a rețelelor de aer comprimat . . . . . 304
4.6.1. Determinarea debitului de aer necesar unei stații de compresoare . . . . 304
4.6.2. Puncte de vedere pentru alegerea compresoarelor. 307
4.6.3. Conducte de aer comprimat . . . . . 308
4.7. Aparate și utilaje auxiliare ale stațiilor de compresoare . . . 324
4.7.1. Filtre de aer . . . . . 324
4.7.2. Rezervoare tampon . . . 325
4.7.3. Interceptoare de presiune și debit . . . . . 329
4.7.4. Măsurarea debitului de aer comprimat cu ajutorul unei diafragme montată în conducta de refulare a compresorului . 331
4.7.5. Recomprimatoare de aer 334
4.7.6. Aparate și ventile necesare pentru securitatea stației de compresoare . 335
4.8. Exploatarea și întreținerea compresoarelor cu piston . . 336

4.8.1. Montarea compresoarelor cu piston . . . . . 336
4.8.2. Punerea în exploatare și rodajul compresoarelor cu piston . . . . . 337
4.8.3. Întreținerea și deservirea compresorului în timpul funcționării . . . . . 338
4.8.4. Defecțiuni în funcționarea compresoarelor cu piston. . . . . 339
4.9. Anomalii în timpul funcționării turbocompresoarelor și înlăturarea lor . . . . . 339

XXIV. TRANSPORT MINIER

1. *Introducere* . . . . . 344

2. *Transportoare cu raclete* . . . . 346

2.1. Transportoare cu raclete blindate ripabile pentru abataje cu front lung . . . . . 346
2.2. Transportoare cu raclete pentru lucrări miniere și abataje cameră . . . . . 358
2.3. Calculul transportoarelor cu raclete . . . . . 362

3. *Transportoare cu bandă pe role în subteran și în cariere* . . . . . 367

3.1. Transportoare cu bandă pe role folosite în subteran . . . . . 367
3.2. Transportoare cu bandă pe role folosite în exploatări la zi . . 374
3.3. Părți principale ale transportoarelor cu bandă . . . . . 386
3.4. Calculul și exploatarea transportoarelor cu bandă . . . 411

4. *Transportoare cu bandă de construcție specială* . . . . . 424

4.1. Transportoare cu bandă pe cabluri tractoare . . . . . 424
4.2. Transportoare cu bandă pe suporți rulanți . . . . . 428
4.3. Transportoare cu bandă din plăci . . . . . 431

5. *Transportoare vibrante* . . . . . 437

6. *Transportul pe cale ferată în subteran și în cariere* . . . . . 444

6.1. Calea ferată minieră . . . . 444
6.2. Vagonete și trenuri secționare miniere . . . . . 461
6.3. Locomotive de mină . . . . 469
6.4. Calculul și exploatarea tracțiunii cu locomotive de mină . . 489
6.5. Transportul pe cale ferată în cariere . . . . . 499
6.6. Tracțiunea cu cabluri pe cale ferată . . . . . 503

7. *Mecanizarea în stațiile de joncțiune ale sistemelor de transport minier* . 519

7.1. Considerații generale . . . . 519
7.2. Utilaje de manevră . . . . 520
7.3. Utilaje de încărcare folosite în stațiile de transport . . . . 529
7.4. Utilaje pentru descărcarea vagonetelor (culbutoare) . . . 535

8. *Transportul auto în subteran și în cariere* . . . . . 538

8.1. Transportul auto în subteran . 538
8.2. Transportul auto și combinat în cariere . . . . . 543
8.3. Calculul tracțiunii auto . . 561

9. *Utilaje de încercare și evacuare* . . 564

9.1. Mașini de încărcat . . . . . 564
9.2. Utilaje de primire și evacuare a materialului încărcat . . . 577
9.3. Mașini combinate de încărcat și transportat . . . . . 583
9.4. Instalații de screper . . . . 587

10. *Transportul hidraulic și pneumatic al rocilor* . . . . . 595

10.1. Transportul hidraulic al rocilor . . . . . 595



10.2. Transportul pneumatic al rocilor . . . . . 612

11. *Transportul materialelor și personalului* . . . . . 621

12. *Mecanizarea transportului la suprafața minei și instalații de funicular* . . . . . 627

12.1. Platforme de primire la suprafața minei . . . . . 627
12.2. Stații de silozuri și depozite de substanță minerală utilă . 629
12.3. Elevatoare . . . . . 632
12.4. Transportoare elicoidale . . 635
12.5. Teleferice (funiculare) . . . 638

XXV. AERAJ MINIER

1. *Aerul de mină* . . . . . 660

1.1. Compoziția aerului atmosferic. 660
1.2. Compoziția aerului de mină . 660

2. *Climatul minier* . . . . . 666

2.1. Parametrii climatului minier . 667
2.2. Confortul muncii și legătura sa cu factorii climaterici . . . . 669
2.3. Determinarea condițiilor de confort în subteran . . . . . 670
2.3.1. Măsurători catatermometrice . . . . . 670
2.3.2. Metoda temperaturii efective. . . . . 672
2.4. Îmbunătățirea condițiilor de confort în subteran . . . . . 674
2.5. Mașini de climatizare . . . . 676

3. *Curgerea aerului în rețeaua de lucrări miniere subterane* . . . . 680

3.1. Considerații teoretice privind procesul de curgere a aerului . 680
3.2. Legile curgerii aerului . . . 684
3.3. Similitudinea curenților de aer 687

4. *Rezistențele lucrărilor miniere și pierderi de presiune* . . . . . 688

4.1. Semnificația fizică a pierderilor de presiune . . . . . .
4.2. Rezistența aerodinamică a lucrărilor miniere . . . . . 689
4.3. Tipuri de rezistențe . . . . 690
4.4. Coeficienții de rezistența aerodinamică . . . . . 693
4.5. Orificiul echivalent al minei . 696
4.6. Legarea traseelor de aeraj . . 701
4.7. Curba caracteristică a minei . 705

5. *Rețele, sisteme și scheme de aeraj* . . 706

5.1. Clasificarea schemelor de aeraj 706
5.2. Clasificarea sistemelor de aeraj 713
5.3. Rezolvarea sistemelor de aeraj 714
5.3.1. Metode de rezolvare a sistemelor de aeraj . . 715
5.3.2. Utilizarea calculatoarelor în calculul rețelelor de aeraj . . . . . 719

6. *Construcții de aeraj* . . . . . 722

6.1. Construcții de aeraj la suprafața minelor . . . . . 723
6.2. Construcții de aeraj în subteran . . . . . 730

7. *Proiectarea și realizarea aerajului parțial* . . . . . 736

7.1. Scopul și sistemele de aeraj parțial . . . . . 736
7.2. Stabilirea debitelor de aer necesare în fronturile de lucru . . 739
7.3. Caracteristicile aerodinamice specifice coloanelor de aeraj parțial . . . . . 741
7.4. Parametrii funcționali aferenți ventilatoarelor de aeraj parțial 746

8. *Proiectarea aerajului general* . . 748

8.1. Elementele caracteristice tehnologiilor de extracție la minele de cărbuni și minereuri . 748
8.2. Metode și mijloace de proiectare a sistemelor optime de aeraj . . . . . 753
8.2.1. Condiții geologo-miniere . 754

8.2.2. Structura rețelei de lucrări miniere . . . . . 755
8.2.3. Sisteme și scheme de aeraj . . . . . 755
8.2.4. Calculul debitului de aer necesar în subteran . . 757
8.2.5. Calculul depresiunii . . 762
8.2.6. Dimensionarea canalelor de aeraj. . . . . 763
8.2.7. Alegerea ventilatoarelor și funcționarea acestora la rețea . . . . . 766
8.2.8. Indicatorii economici aferenți aerajului . . . . . 767

9. *Automatizarea aerajului minelor* . 768

10. *Controlul aerajului*. . . . . 770

10.1. Controlul debitelor și vitezelor de circulație ale aerului . 772
10.1.1. Măsurători manuale . 772
10.1.2. Măsurători automate . 779
10.2. Presiunea aerului și ridicarea depresiometrică a minei . . . 780
10.2.1. Presiunea aerului . . . 780
10.2.2. Ridicarea depresiometrică a minei . . . . . 786
10.3. Umiditatea aerului. . . . . 790
10.4. Clasificarea minelor funcție de emanațiile de gaze din zăcământ . . . . . 793

11. *Conducerea aerajului în caz de avarie* . . . . . 795

11.1. Considerații generale. . . . 795
11.2. Curgerea aerului prin spațiul exploatat . . . . . 796
11.3. Mijloace pentru determinarea pierderilor de aer prin spațiul exploatat . . . . . 798
11.4. Supravegherea aerajului general în cazul avariilor . . . . 799
11.5. Prevenirea exploziilor de gaze în timpul combaterii focurilor subterane . . . . . 800

# XXIII. INSTALAȚII MECANICE MINIERE

Prof. dr. ing. **NICOLAE BRĂDEANU**
Prof. dr. ing. **ANDREI MAGYARI**

# 1. INSTALAȚII DE EXTRACȚIE

## 1.1. ROLUL ȘI CLASIFICAREA INSTALAȚIILOR DE EXTRACȚIE. TIPURI DE INSTALAȚII

Instalațiile de extracție sînt destinate extragerii din subteran a substanței minerale utile și a sterilului, pentru transportul între subteran și suprafață al personalului, materialelor și diferitelor utilaje miniere.

O instalație de extracție constă din *mașina de extracție propriu-zisă* și din *utilajul tehnologic aferent* (turn de extracție, cabluri, vase de extracție, utilaj ajutător, dispozitive de control și de siguranță).

Clasificarea instalațiilor de extracție se face după mai multe criterii dintre care cele mai importante sînt :

a) destinație : *instalații principale* care extrag numai substanța minerală utilă și *instalații auxiliare* sau *secundare* destinate transportului personalului, materialelor și utilajelor :

b) poziția puțului în care funcționează : *verticale* și *înclinate* :

c) tipul vasului de extracție : *cu chible* (se folosesc numai în faza de săpare a puțurilor) ; *cu colivii, cu schipuri* și *cu vase mixte* (schip-colivie) ;

d) numărul cablurilor de extracție : *cu un singur cablu pe ramură* și *cu mai multe cabluri* ;

e) gradul de echilibrare : *neechilibrate* (fără cablu de echilibru), *echilibrate static* (cu cablu de echilibru de aceeași greutate specifică ca aceea a cablului de extracție) ; *echilibrate dinamic* (cu cablu de echilibru mai greu decît cablul de extracție) ;

f) tipul organului de înfășurare al mașinii de extracție : *cu rază constantă de înfășurare* (tobă cilindrică simplă, tobă cilindrică dublă, roată motoare mono și multicablu) și *cu rază de înfășurare variabilă* (tobe conice, cilindroconice și bobine) ;

g) natura sistemului de acționare : *cu acționare asincronă* și *cu acționare în curent continuu.*

Instalațiile de extracție pot fi amplasate la suprafață sau pot realiza transportul între două orizonturi din subteran, fiind montate în acest din urmă caz la puțuri oarbe, care nu au legătură cu suprafața.

Elementele de bază ale unei instalații de extracție amplasată la suprafața mine i (fig. XXIII.1) sînt : turnul de extracție *1*, contrafortul *2*, moletele de deviere *6*, cablul de extracție *7*, vasele de extracție *8*, mașina de extracție compusă din organul de înfășurare a cablului *3* (în cazul prezentat sub formă de tamburi), reductorul *4* și motorul de acționare *5*.



În cazul cînd instalația de extracție este destinată atît transportului substanței minerale cît și pentru transportul materialelor și personalului, se utilizează, ca vase de extracție, *colivii.*

În cazul instalațiilor de mare capacitate, substanța minerală utilă se încarcă direct în vasele de extracție denumite *schipuri*, fără a folosi vagonetele ca vase intermediare de transport.

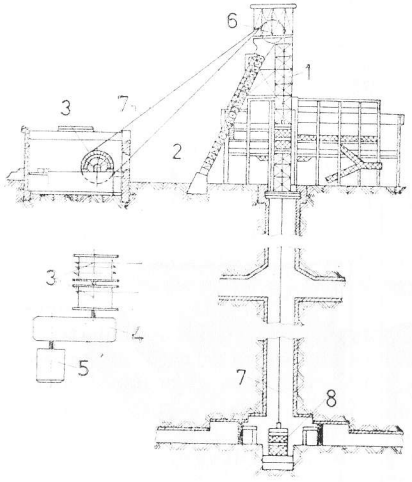



Fig. XXIII.1. Schema de principiu a unei instalații de extracție amplasată la suprafața minei.

Elementele constructive ale unei instalații de extracție cu schipuri sînt aceleași ca și ale unei instalații cu colivii, fiind necesare însă unele amenajări și utilaje suplimentare ca : silozuri, ghidaje speciale, dozatoare etc.

În fig. XXIII.2 este prezentată o instalație de extracție modernă cu schip, tip multicablu, montată în turn. Vagonetele pline sînt introduse în culbutorul *1* cu ajutorul împingătoarelor cu lanț *2* și sînt descărcate în silozul subteran *3*. Evacuarea materialului din siloz și încărcarea schipului gol *5* se fac cu alimentatorul cu plăci *4*, prevăzut cu cîntar automat. Descărcarea schipului plin *5* la suprafață are loc în silozul *6*, de unde materialul se evacuează cu ajutorul transportorului cu bandă *7*. Antrenarea cablurilor de extracție se face prin roata motoare multicablu *8*, apropierea celor două ramuri ale cablurilor fiind realizată prin moleta de deviere *9*. Modul de descărcare a schipului poate fi urmărit de pe patforma de observație *10*, aflată în interiorul clădirii *11*. În figură se mai observă canalul de aeraj *12* și ghidajele metalice *14* ale puțului de extracție *13*.

Principalele avantaje ale instalațiilor de extracție cu schipuri, în comparație cu instalațiile cu colivii, sînt : greutatea proprie mai redusă a schipului, capacitatea de extracție mai mare ; utilizarea mai bună în timp a instalației, datorită reducerii duratei pauzelor și prin aceasta creșterea simțitoare a productivității ; siguranța mai mare în funcționare etc.

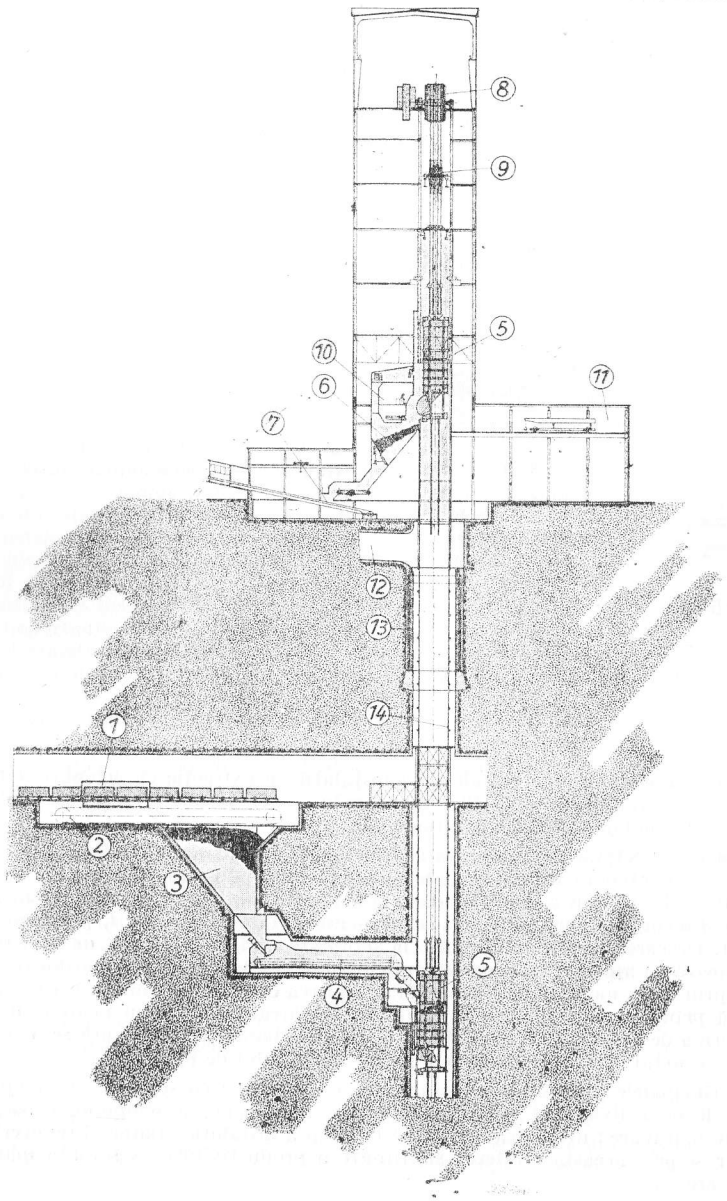



Fig. XXIII.2. Instalație de extracție multicablu cu schip.



Dezavantajele principale constau în : creșterea cheltuielilor de investiție pentru construirea silozurilor ; necesitatea existenței unor turnuri de extracție mai înalte și mai grele, mai scumpe ; nu pot transporta personal decît cu vase speciale (schip-colivie) etc.

Datorită faptului că avantajele precumpănesc, în prezent instalațiile cu schipuri se răspîndesc din ce în ce mai mult, atît la extracția de cărbuni cît și de minereuri.

## 1.2. TIPURI PRINCIPALE DE MAȘINI DE EXTRACȚIE

Deși criteriile de clasificare referitoare la mașinile de extracție propriu-zise sînt numeroase, tipurile de bază sînt determinate de natura organului de înfășurare și de modul de acționare a acestuia.

### 1.2.1. MAȘINI DE EXTRACȚIE CU TOBE

Din punctul de vedere al organului de înfășurare, în prezent cele mai răspîndite sînt mașinile de extracție cu una sau cu două tobe. Mașinile de extracție cu tobe se utilizează atît în faza de săpare a puțurilor cît și pentru extracție, după amenajarea definitivă a acestora.

Mașinile de extracție cu tobe cu diametrele cuprinse între 1200 și 1600 mm se mai numesc și *trolii de extracție*. Acestea se folosesc atît pentru săparea puțurilor cît și pentru extracție la puțuri de mică adîncime.

În România se fabrică, de către uzina UNIO — Satu Mare, troliile 2T—1200 și 2T—1600 pentru adîncimi de extracție de 200 m. Acestea, datorită gabaritului mic, pot fi montate și în subteran la puțurile oarbe.

Mașinile de extracție mai mari sînt dotate cu tobe cu diametre de la 2000 la 6000 mm. În această gamă se încadrează și mașinile de extracție cu două tobe tip 2T 3000/1000 N (fig. XXIII. 3) și 2T 3000/1500 N, fabricate de uzina UNIO — Satu Mare, destinate unor adîncimi de extracție de 420 respectiv de 640 m. Aceste mașini sînt formate din tobele *1* cu diametrul de 3000 mm, acționate prin intermediul reductorului *2* de către motorul asincron *3*.

Frînarea tobelor se realizează prin cîte doi saboți *4*, montați pe suporți articulați, fiecare tobă avînd o obadă de frînare în partea exterioară. Frîna de siguranță se aplică prin intermediul contragreutății *5*, iar comanda și controlul extracției se realizează de la pupitrul *6*.

Mașinile de extracție cu două tobe îndeplinesc toate cerințele de bază ale exploatării și prezintă o serie de avantaje în comparație cu cele cu o singură tobă : posibilitatea deservirii simultane a mai multor orizonturi ; simplitatea și ușurința reglării lungimii cablului de extracție ; posibilitatea montării pe același ax a moletelor de deviere din turnul de extracție. Din aceste motive ele sînt în prezent cele mai răspîndite.

Mașinile de extracție cu o singură tobă prezintă însă anumite avantaje de care nu dispun cele două tobe : gabarit mult mai redus ; folosirea mai bună a capacității de înfășurare (o ramură a cablului se desfășoară de pe tobă, în timp ce cealaltă ramură se înfășoară pe suprafața eliberată) ; mase mai reduse în mișcarea de rotație ; greutate mai redusă și simplitatea construcției.

În vederea micșorării influenței sarcinilor neechilibrate pe cele două ramuri asupra mărimii momentelor active necesare, se utilizează *tobe bicilindroconice* sau *cabluri de echilibru* ce leagă părțile inferioare ale vaselor de extracție. Ținînd seama de construcția mai complexă a acestor tobe, echilibrarea se realizează, de obicei, prin cabluri.

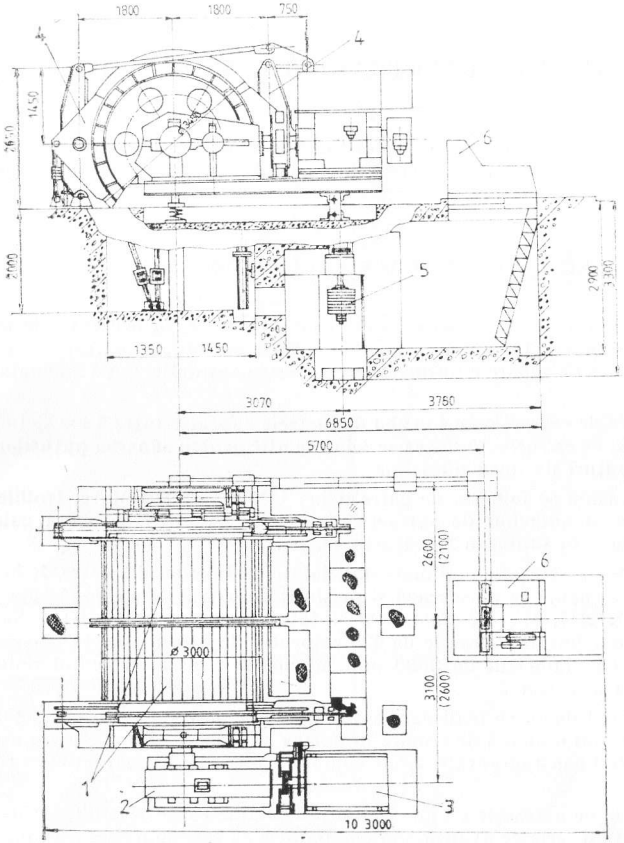



Fig. XXIII.3. Ansamblul de montaj al unei mașini de extracție cu două tobe 2T 3000/1000 N (UNIO).

## 1.2.2. MAȘINI DE EXTRACȚIE CU BOBINE

Se caracterizează printr-un organ de înfășurare sub formă de bobină, pe care se înfășoară un cablu plat, în straturi suprapuse, datorită cărui fapt raza de înfășurare este variabilă, ca și la tobe conice.



Datorită numeroaselor dezavantaje pe care le prezintă, aceste instalații au avut o răspîndire foarte limitată, iar în prezent nu se mai folosesc. Din acest motiv, în lucrarea de față ele s-au trecut în revistă doar cu titlu informativ.

## 1.2.3. MAȘINI DE EXTRACȚIE CU ROȚI MOTOARE (ROȚI KOEPE)

**Mașini de extracție monocablu.** Mașinile de extracție cu roți motoare monocablu se utilizează de obicei la instalații echipate cu colivii ce funcționează la adîncimi de extracție mari. Datorită transmiterii prin frecare a forței de tracțiune de la organul de înfășurare la cablu, diferența admisibilă dintre tensiunile din cele două ramuri ale cablului este limitată de condițiile de nealunecare a cablului pe roata motoare la o valoare relativ scăzută. Pentru a nu depăși această diferență, admisă între tensiuni, existența cablului de echilibrare este obligatorie.

Din aceleași motive, la aceste instalații nu pot fi folosite vase de extracție basculante.

În fig. XXIII.4 este prezentată vederea de sus a unei mașini de extracție cu roată motoare monocablu. Roata motoare (roata cu fricțiune) *1* este montată pe un arbore cu două reazeme și antrenată de motorul electric *2* prin intermediul reductorului *3*. Frînarea se realizează cu ajutorul a două perechi de saboți *4*.

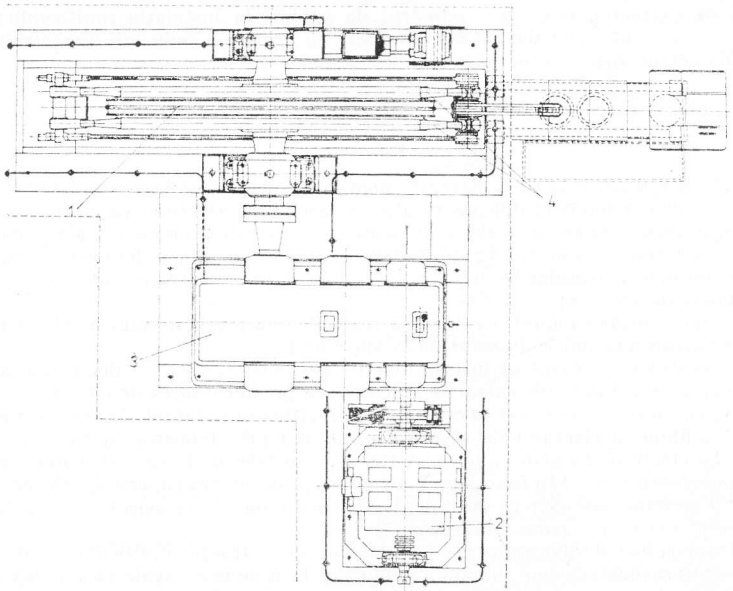



Fig. XXIII.4. Mașină de extracție cu roată motoare monocablu.

**Mașini de extracție multicablu.** În vederea majorării capacității de extracție în condițiile tendinței de creștere a adîncimilor de extracție, evitînd concomitent creșterea exagerată a diametrului cablului de extracție, au fost create mașinile de extracție multicablu. La acestea, în loc de un singur cablu cu diametru mare, vasul de extracție este suspendat pe mai multe cabluri (2 pînă la 8) cu diametru redus. Astfel, se asigură o rezistență mare a ansamblului și o manipulare ușoară a cablurilor. În fig. XXIII.2 a fost prezentat ansamblul unei instalații cu patru cabluri, echipată cu schip. Se remarcă faptul că, în acest caz, roata motoare are aspectul unei tobe, prevăzută cu mai multe canale periferice, cîte unul pentru fiecare cablu.

Utilizarea a două, patru sau șase cabluri de extracție micșorează corespunzător de două, patru sau șase ori suprafața secțiunii transversale a fiecărui cablu în comparație cu secțiunea necesară pentru cazul folosirii unui singur cablu. Din acest motiv, extracția cu mai multe cabluri permite folosirea unor cabluri cu diametre mai mici, care necesită organe de înfășurare cu diametre corespunzător micșorate.

Mașinile de extracție multicablu, în comparație cu cele monocablu, prezintă următoarele avantaje :

— diametrul mai redus al cablurilor de extracție. Diametrul cablului pentru o mașină multicablu este :

$$d = \frac{d_1}{\sqrt{n}} \quad [\text{mm}] \tag{1.1}$$

unde : $d_1$ este diametrul cablului corespunzător unei mașini monocablu pentru aceleași condiții de extracție, mm ; $n$ — numărul de cabluri la instalația multicablu ;

— diametrul mai redus al roții motoare ca urmare a reducerii diametrului cablurilor. Diametrul roții motoare multicablu este :

$$D = \frac{D_1}{\sqrt{n}} \quad [\text{mm}] \tag{1.2}$$

unde : $D_1$ este diametrul roții motoare monocablu pentru aceleași condiții ;

— scăderea momentului de rotație pe arborele principal, ca urmare a scăderii diametrului roții motoare și scăderea dimensiunilor acestuia precum și ale reductorului ;

— reducerea diametrului roții motoare, a dimensiunilor reductorului și ale motorului, scade inerția maselor în mișcare de rotație și implicit scade puterea de acționare și consumul de energie ;

— posibilitatea montării în turn a mașinilor de extracție multicablu reduce simțitor investițiile privind complexul de la suprafață ;

— costul mai scăzut al instalațiilor de extracție muticablu decît al celor cu un singur cablu. O instalație de extracție cu colivii cu patru cabluri este cu 9,9 % mai ieftină decît una cu un singur cablu și cu cca 6,5 % mai ieftină în cazul folosirii schipurilor ;

— anihilarea efectului de răsucire a cablului prin folosirea unui număr par de cabluri, cu efecte de răsucire inverse. Astfel scad forțele de frecare și uzura ghidajelor ;

— siguranță mare în funcționare, deoarece posibilitatea ruperii simultane a tuturor cablurilor practic este extrem de redusă. Din acest motiv, la aceste instalații, nu este obligatorie existența paracăzătorilor.

Principalele dezavantaje ale instalațiilor de extracție multicablu sînt :

— supravegherea mai dificilă a cablurilor față de instalațiile cu un singur cablu ;

— montarea și înlocuirea cablurilor este dificilă ;

— eventuala repartiție inegală a tensiunilor din cablu.



În fig. XXIII.5 este prezentată o mașină de extracție multicablu (cu 4 cabluri) montată în turn, acționarea făcîndu-se fără reductor, prin intermediul unui motor de curent continuu cuplat direct pe axul roții motoare.

În tabelele XXIII.1 și XXIII.2 sînt prezentate caracteristicile tehnice ale unor instalații cu tobe și cu roți motoare.

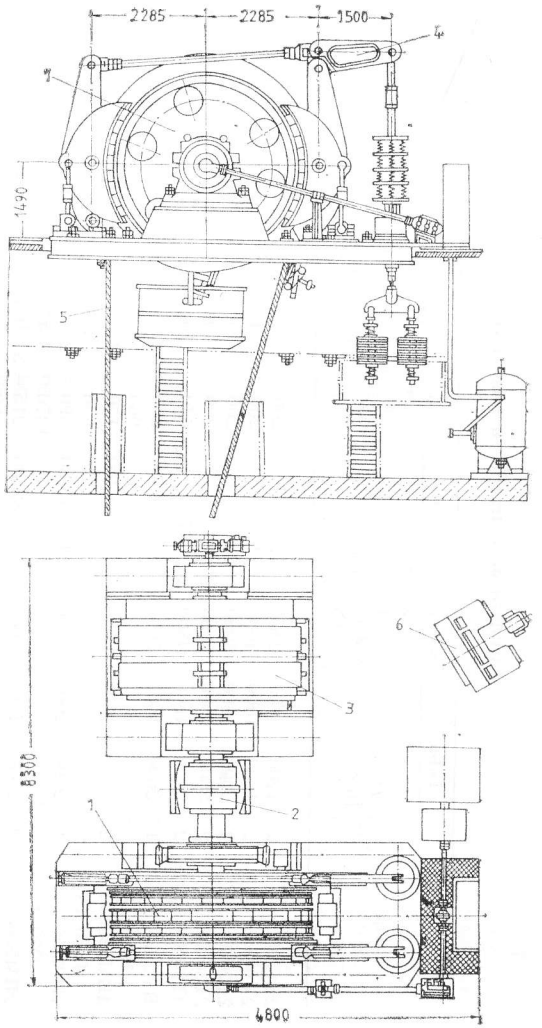



Fig. XXIII.5. Mașina de extracție multicablu MK 4 × 4 (URSS), montată în turn :

*1* — roată motoare : *2* — cuplaj ; *3* — motor de acționare ; *4* — frînă ; *5* — cablu de extracție ; *6* — pupitru de comandă.

**Instalații de extracție cu tobe și colivii**

| Țara (Firma) | Tip | Toba | | | Sarcina maximă statică [daN] | Cablul | | Adîncime de extr. [m] | Viteza de extrac. [m/s] | Motorul | | Dimensiuni | | | Masa [kg] | Obs. |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | Nr. | $D$ [mm] | $B$ [mm] | | $d$ [mm] | $S$ [daN] | | | $P$ [kW] | $n$ [rot/min] | $L$ [m] | $l$ [m] | $H$ [m] | | |
| România (UNIO) | 2T1200 | 2 | 1200 | 800 | 2400 | 21 | — | 200 | 2 | 45 | — | 3500 | 2000 | — | 6000 | Troliu |
| | 2T1600 | 2 | 1600 | 1000 | 4000 | 24 | — | 200 | 4 | 110 | — | 3500 | 2800 | — | 8000 | Troliu |
| | 2T2000 | 2 | 2000 | 1000 | 5000 | 25 | — | 200 | 4,5 | 132 | — | 6400 | 6800 | — | 24000 | — |
| | 2T3000/1000 N | 2 | 3000 | 1000 | 6000 | 26—37 | — | 4200 | 10 | 200—800 | 750 | — | 10300 | 3080 | 80000 | — |
| | 2T3000/1500 N | 2 | 3000 | 1500 | 4800 | 26—37 | — | 640 | 10 | 200—800 | 750 | — | 10300 | 3080 | 90000 | — |
| U.R.S.S. | BM2000/1500-2A | 1 | 2000 | 1500 | 5000 | 25 | 36600 | 280—965 | 3,7—5 | — | 720 | 11455 | 6100 | 2830 | 25000 | — |
| | 2BM2000/1030-2A | 2 | 2500 | 1000 | 5000 | 25 | 26600 | 170—630 | 2,5—3,3 | — | 720 | 11455 | 6750 | 2830 | 27800 | — |
| | BM2500/2030-2A | 1 | 2500 | 2000 | 6500 | 31 | 57200 | 390—1370 | 2,5—3,15 | — | 580 | 12555 | 7700 | 2830 | 37300 | — |
| | 2BM2500/1220-2 | 2 | 2500 | 1200 | 10000 | 37 | 82500 | 215—780 | 3—3,7 | — | 720 | 12705 | 8000 | 2990 | 41550 | — |
| | BM3000/2020-2 | 1 | 3000 | 2000 | 10000 | 37 | 82500 | 365—2025 | 4,5—5,6 | — | 720 | 10700 | 7700 | 2990 | 42400 | — |
| | BM3000/2020-2A | 1 | 3000 | 2000 | 10000 | 37 | 82500 | 365—2075 | 4,5—5,8 | — | 720 | 13225 | 7700 | 2830 | 41200 | — |
| | 2BM3000/1520-2 | 2 | 3000 | 1500 | 10000 | 37 | 82500 | 285—1005 | 4,5—5,6 | — | 720 | 10650 | 8700 | 2990 | 51000 | — |
| | 2BM3000/1511-2 | 2 | 3000 | 1500 | 10000 | 37 | 82500 | 285—1005 | 8 | — | 580 | 10650 | 7900 | 2990 | 50800 | — |
| | 4BM3000/1511-2A | 2 | 3000 | 1500 | 10000 | 37 | 82500 | 285—1005 | 6 | 480 | 480 | — | — | — | — | — |
| Polonia | K-3000 | 2 | 3000 | — | 4000 | 40 | 11500 | 500 | 4 ; 6 | 250—400 | 750 | 6360 | 7600 | — | 38000 | — |
| | B-3000 | 2 | 3000 | 1100 | 4000 | 36 | 90000 | 220 | 4 ; 6 | 250—400 | 750 | 6360 | 8000 | — | 44000 | — |
| | BB-3000 | 2 | 3000 | 1000 | 4000 | 36 | 90000 | 450 | 4 ; 6 | 250—400 | 750 | 6360 | 9040 | — | 50900 | — |
| | BB-3000 | 2 | 3500 | 1150 | 5000 | 40 | 11500 | 550 | 4 ; 6 | 315—500 | 750 | 7500 | 9700 | — | 62400 | — |



**Instalații de extracție cu roată motoare**

| Țara (Firma) | Tipul | Sarcina maximă statică [kN] | Diametrul roții motoare [m] | Numărul de cabluri | Distanța între cabluri [mm] | Diametrul cablurilor | | Adîncimea de extracție [m] | Viteza de extracție [m/s] | Acționarea | | Masa [kg] | Vasul de extracție |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | | fără moletă de deviere | cu moletă de deviere | | | $P$ [kW] | Tipul | | |
| Romania (UNIO) | MEB-2×2,2 | 140 | 2,2 | 2 | — | 28 | — | 600 | 5,6 | 250—320 | MA | 40000 | Schip sau colivie |
| | MEB-2×2,2 Agr. | 140 | 2,2 | 2 | — | 28 | — | 600 | 5,0 | 280—320 | MA | 45000 | |
| URSS | MK2 1×4 | 230 | 2,1 | 4 | 200 | 26 | 21 | 1200 | 12 | 1000 | MA | 28000 | |
| | MK2 25×4 | 340 | 2,25 | 4 | 250 | 28 | 22,5 | 1200 | 12 | 2×1000 | MA | 43000 | |
| | MK3 25×4 | 475 | 3,25 | 4 | 300 | 40 | 32,5 | 1200 | 14 | 2×1500 | MA | 50000 | |
| | MK 4×8 | 1550 | 4,0 | 8 | 300 | — | 40 | 1000 | 14 | 4×2000 | MA | — | Schip |
| | MK 5×4 | 1200 | 5,0 | 4 | 300 | — | 50 | 1600 | 14 | 2×2500 | MA | 120000 | |
| | MK 5×8 | 2200 | 5,0 | 8 | 300 | — | 50 | 1600 | 14 | 4×2500 | MA | — | |
| | TS 2,25×4 | 340 | 2,25 | 4 | 250 | — | — | — | 14 | — | — | 45000 | |
| | TS 2,25×6 | 500 | 2,25 | 6 | 250 | — | — | — | 14 | — | — | 50000 | |
| | TS 3,25×4 | 600 | 3,25 | 4 | 300 | — | — | — | 16 | — | — | 70000 | Schip |
| | TS 4×4 | 800 | 4,0 | 4 | 300 | — | — | — | 16 | — | — | 110000 | |
| | TS 5×4 | 1450 | 5,0 | 4 | 300 | — | — | — | 16 | — | — | 165000 | |
| | TS 5×8 | 2400 | 5,0 | 8 | 300 | — | — | — | 16 | — | — | 250000 | |
| Polonia | K-5000/1100 | 75 | 5,0 | — | — | — | 58 | 900 | 12 | 1100 | GM | 50500 | |
| | K-6000/1600 | 100 | 6,0 | 1 | — | — | 62 | 850 | 14 | 1600 | GM | 59500 | |
| | K-6500/2400 | 125 | 6,5 | 1 | — | — | 64 | 900 | 15 | 2400 | GM | 61000 | Schip |
| | K-7000/2×1100 | 100 | 7,0 | 1 | — | — | 64 | 900 | 16 | 2×1100 | GM | 65000 | |
| | 4L-2000/500—630 | 50 | 2 | 4 | — | 25 | — | 800 | 8 | 630 | MA | 32600 | |
| | 4L-2500/800 | 50 | 2,5 | 4 | — | 26 | — | 900 | 12 | 800 | MA | 58700 | Schip |
| | 4L-2500/1000 | 60 | 2,5 | 4 | — | 28 | — | 900 | 12 | 1000 | MA | 60700 | |

## 1.3. ELEMENTELE CONSTRUCTIVE ALE PĂRȚII MECANICE

### 1.3.1. VASE DE EXTRACȚIE

În funcție de destinație și construcție vasele de extracție pot fi : *chible, colivii, schipuri,* precum și *vase combinate* (schip-colivie).

**Chible.** Chiblele se folosesc exclusiv în faza de săpare și adîncire a puțurilor pentru transportul tuturor genurilor de încărcături. Construcția lor a fost ilustrată în secțiunea XIX din vol. III al prezentei lucrări.

**Colivii de extracție.** Coliviile de extracție pot fi *nebasculante* (obișnuite) și *basculante.* Cele nebasculante se folosesc pentru extragerea substanței minerale cu vagonete, pentru transportul personalului, materialelor și utilajelor, iar cele basculante sînt destinate transportului de materiale cu gabarite mari (conducte, lemn etc.).

Extracția cu colivii implică încărcarea prealabilă în vagonete a substanței minerale și introducerea acestora în colivie (fig. XXIII.6). O colivie cu mai multe etaje se compune din doi pereți laterali formați din lonjeroanele *1* și diagonalele *2*, acoperite cu tablă

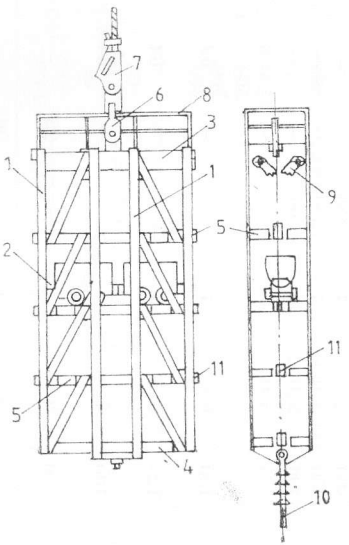



Fig. XXIII.6. Colivie de extracție cu patru etaje.

perforată și rigidizate între ele prin platforma superioară *3* și inferioară *4*, precum și prin cîteva platforme intermediare *5*. Platformele limitează așa-zisele etaje ale coliviei. Se construiesc colivii de extracție cu 1—4 etaje. Cablul de extracție este fixat de colivie prin atelajul *6* și dispozitivul de legătură *7*. Pe platforma superioară este montată balustrada de protecție *8* pentru personalul de verificare a puțului de extracție. Pe cele două părți



frontale sau laterale se găsesc cîte o pereche de paracăzători *9*, avînd rolul de a împiedica căderea vasului de extracție în puț, în cazul ruperii cablului de extracție. Paracăzătorii există numai la instalațiile monocablu și bicablu.

De partea inferioară a coliviei se leagă cablul de echilibru *10* (de obicei cablu plat) la instalațiile echilibrate.

Ghidarea coliviilor în timpul deplasării în puț se face prin intermediul glisierelor *11*, ce se deplasează de-a lungul unor ghidaje verticale din lemn profilat, profile laminate, sau cabluri de oțel.

Caracteristicile tehnice ale coliviilor nebasculante fabricate în țară sînt prezentate în tabelul XXIII.3.

*Tabelul XIII.3*

**Caracteristicile coliviilor nebasculante fabricate în România**

| Caracteristici | Tipul | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | 1/1 | 3/1 | 3/2 | 4/1 | 4/2 |
| Numărul de vagonete | 1 | 3 | 6 | 4 | 8 |
| Capacitatea vagonetelor, $m^3$ | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| Nr. de persoane transportabile | 8 | 30 | 45 | 64 | 48+8 |
| Profilul ghidajelor în puț, mm | 150×120 | 150×150 | 180×180 | 180×180 | 180×150 |
| Sarcina utilă, daN | 2500 | 4800 | 7200 | 6400 | 9600 |
| Dimensiuni de gabarit, mm | | | | | |
| — lungimea | 1950 | — | 3650 | — | 3650 |
| — lățimea | 1010 | 1010 | 1010 | 1010 | 1010 |
| — înălțimea | 2600 | 6600 | 6600 | 8600 | 8600 |
| Masa, kg | 1400 | 3300 | 6200 | 4200 | 8000 |

Masa proprie a coliviilor de extracție, $Q_c$, se poate aproxima și în funcție de masa utilă $Q_u$ extrasă la o cursă :

— pentru minereuri :

$$Q_c = (0{,}9 - 1{,}35)\, Q_u \quad [kg] \tag{1.3}$$

— pentru cărbuni :

$$Q_c = (1{,}2 - 2{,}2)\, Q_u \quad [kg] \tag{1.4}$$

Coliviile basculante pot fi folosite pentru transportul oricărei încărcături. Din cauza faptului că în coliviile basculante poate fi așezat numai un singur vagonet, capacitatea de transport a acestora este simțitor mai mică decît a celor nebasculante cu mai multe etaje. Descărcarea vagonetului din colivie se face prin rotirea (basculareа) platformei de susținere cu un unghi de 45 sau 135°. În primul caz, vagonetul utilizat trebuie să aibă peretele frontal rabatabil, iar în cel de-al doilea caz pot fi utilizate vagonete cu cutie fixă.

După descărcare, platforma împreună cu vagonetul revine în poziție orizontală sub acțiunea greutății proprii, în timpul coborîrii ramei. În timpul descărcării, vagonetul trebuie să aibă o poziție fixă în colivie.

**Schipuri și vase combinate (pentru puțuri verticale).** Schipurile sînt vase de extracție folosite pentru extracția substanței minerale la minele cu producție mare și medie. La instalațiile cu schipuri substanța minerală se încarcă direct în vasul de extracție, fără utilizarea vagonetelor. Schipurile permit automatizarea completă a încărcării și descărcării, reducerea timpului de încărcare și descărcare, creșterea capacității de extracție, scăderea greutății proprii a vasului în comparație cu colivii de aceeași capacitate, uniformizarea transportului datorită existenței silozurilor, reducerea parcului de vagonete, utilizarea în subteran a vagonetelor de mare capacitate, reducerea consumului specific de energie, simplificarea complexului tehnologic de la suprafața minei etc.

Principalul criteriu de clasificare a schipurilor este modul de descărcare. În funcție de acest criteriu schipurile pot fi *basculante* sau *nebasculante*.

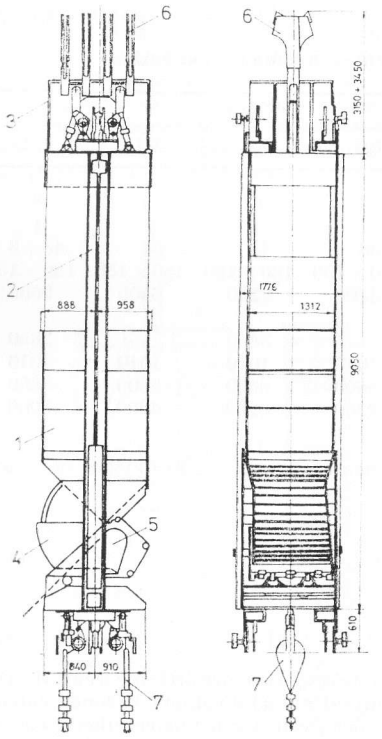



Fig. XXIII.7. Schip cu descărcare la partea inferioară (capacitate 8 t).

Construcția schipurilor este mai simplă decît a coliviilor. Pereții cutiei se execută din tablă de oțel cu grosimea de 6—12 mm, iar fundul din tablă cu grosimea de 8—16 mm. Cu scopul măririi rigidității cutiei, aceasta se armează cu centuri executate din platbandă de oțel.

Schipurile basculante se descarcă prin rotirea cutiei cu 135—145° față de ramă. Ținînd seama de capacitatea lor redusă, precum și de faptul că transmit sarcini mari la turnul de extracție, schipurile basculante în prezent au o răspîndire foarte limitată.

Spre deosebire de schipurile basculante, la schipurile nebasculante cu descărcare la partea inferioară cutia *1* (fig. XXIII.7) este fixată rigid de rama cu glisiere *2*. De rama *2* mai este fixată în partea superioară o platformă cu balustradă *3* pentru controlul puțului și a dispozitivului de legătură a cablului de extracție.

Descărcarea schipului se efectuează cu ajutorul închizătorului cu sector *4* și a jgheabului de fund *5*. În poziție de descărcare jgheabul *5* se deplasează spre stînga, înclinîndu-se, iar prin ridicarea sectorului *4*, materialul are posibilitatea să se scurgă în siloz. La construcția prezentată, cele patru cabluri de extracție sînt fixate de schip prin intermediul dispozitivelor de legare cu autostringere *6*, iar cele două cabluri de echilibru se fixează în partea inferioară a cutiei prin dispozitive de legare simple *7*, cu inimă simetrică.

Pentru a evita necesitatea existenței unei instalații de extracție auxiliare pentru transportul materialului și personalului, se utilizează și *vase de extracție mixte*, obținute printr-o combinație între schipuri și colivii (schip-colivie). La aceste vase, cutia coliviei cu unul sau mai multe etaje amenajate pentru transport de personal sau de materiale este amplasată, de obicei, la partea superioară a schipului.



În tabelul XXIII.4 sînt redate caracteristicile tehnice principale ale schipurilor fabricate în țară.

Pentru încărcarea schipurilor se folosesc dispozitive speciale montate sub nivelul rampei orizontului de extracție.

Un astfel de dispozitiv de încărcare (fig. XXIII.8) constă din silozul *1*, închizătorul cu sector *2*, mecanismul de acționare *3*, jgheabul mobil *4*, cărucior *5* și cablul

*Tabelul XXIII.4*

**Caracteristicile schipurilor fabricate în România**

| Parametru | Capacitatea [t] | | |
|---|---|---|---|
| | 0,5 | 4,5 | 8 (multicablu) |
| Sarcina statică maximă, daN | — | — | 30000 |
| Sarcina utilă maximă, daN | 500 | 4500 | 8000 |
| Dispozitiv de legătură | — | — | DLG-1 (4 buc.) |
| Dimensiuni de gabarit, mm | 500×600×3250 | 1066×1370×9408 | 1746×1776×9050 |
| Masa, kg | 522 | 6055 | 11464 |

de legătură *6* cu arcul amortizor *7*. Prin utilizarea jgheabului mobil se evită căderea materialului în jompul puțului în timpul încărcării.

Schipul, apropiindu-se de dispozitivul de încărcare, deplasează în jos cărucior *5* care cu ajutorul cablului *6* și a mecanismului *3* pune în poziție de lucru închizătorul cu sector *2* și avansează jgheabul *4*, prin care materialul se scurge din siloz în schip. Capacitatea jgheabului de încărcare este egală cu capacitatea schipului.

La ridicarea schipului, închizătorul obturează jgheabul de descărcare cu ajutorul unei contragreutăți legată de cărucior și de mecanismul de acționare.

Dozarea gravimetrică a materialului la încărcarea schipurilor se efectuează cu alimentatoare cu bandă automatizate.

**Ghidajele puțului de extracție.** Pentru evitarea oscilațiilor transversale în timpul deplasării în interiorul puțului, vasele de extracție se deplasează de-a lungul unor ghidaje executate din lemn, profile laminate (ghidaje rigide) sau cabluri de oțel (ghidaje elastice). Ghidajele, cu excepția celor sub formă de cabluri, sînt fixate de moaze.

Vasele de extracție pot fi ghidate frontal (fig. XXIII.9, *a*) sau lateral (fig. XXIII.9, *b*).

Ghidajele frontale asigură o ghidare bună a vasului de extracție, posibilitatea controlului ghidajelor din colivie, folosirea mai rațională a spa-

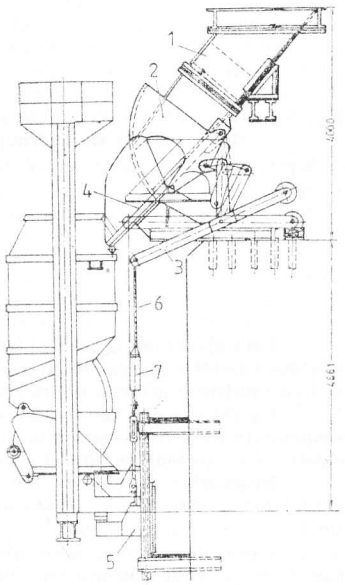



Fig. XXIII.8. Dispozitiv de dozare volumică pentru încărcarea schipurilor.

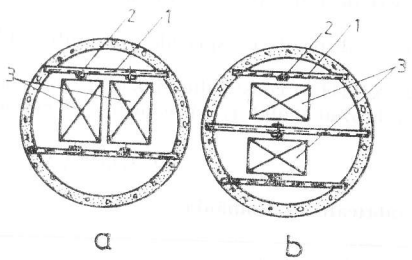



Fig. XXIII.9. Modul de ghidare a vaselor de extracție:
*a* — ghidare frontală; *b* — ghidare laterală; *1* — moaze; *2* — ghidaje; *3* — vase de extracție.

țiului la compartimentarea puțului și montarea, demontarea sau repararea ușoară a ghidajelor. Ghidajele frontale se întrerup în dreptul rampelor, unde vasele de extracție se ghidează prin ghidaje de colț.

Ghidajele rigide pot fi de lemn sau metalice (fig. XXIII.10). Ghidajele de lemn (molid în România) asigură vasului de extracție un mers liniștit, o construcție simplă pentru paracăzători, asigură posibilitatea de fixare ușoară a paracăzătorilor în lemn, sînt ieftine și nu necesită multă manoperă. Ele au dezavantajul că au durată redusă de funcționare, constituie surse de incendiu și se deformează cu timpul.

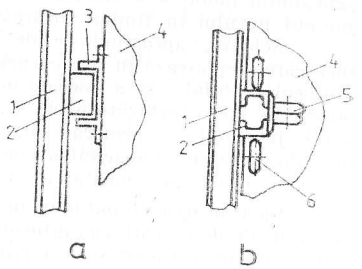



Fig. XXIII.10. Detalii la ghidarea cu ghidaje rigide a vaselor do extracție:
*a* — cu ghidaje de lemn și glisieră; *b* — cu ghidaje metalice și role: *1* — moază; *2* — ghidaje; *3* — glisieră; *4* — vas de extracție; *5* și *6* — role de ghidare montate pe vasul de extracție.

Ghidajele metalice se confecționează de obicei din profile U îmbinate cu platbande sau din șine de cale ferată. Aceste ghidaje în ultimul timp au căpătat o răspîndire largă la toate puțurile principale prevăzute cu colivii sau schipuri de mare capacitate.

Ca ghidaje elastice se utilizează cabluri de oțel de construcție închisă sau deschisă, suspendate în turn și întinse la partea de jos cu ajutorul unor contragreutăți. Ghidajele elastice sînt amplasate lateral și se pot utiliza la toate tipurile de vase de extracție.

**Dispozitive de ghidare ale vaselor de extracție.** Pentru deplasarea de-a lungul ghidajelor, în funcție de natura acestora, vasele de extracție sînt dotate cu dispozitive de ghidare de diferite tipuri.

Dispozitivele de ghidare ale vaselor de extracție pot fi *rigide*, *semielastice* și *elastice*. Cele rigide se execută sub formă de glisiere și pot fi utilizate atît pentru ghidajele rigide din lemn și metalice cît și pentru ghidajele elastice din cabluri (fig. XXIII.11).

Dispozitivele de ghidare elastice pot fi cu *baterii de role cauciucate* sau *cu pneuri*. Bateriile de role (fig. XXIII.10, *b*) și pneurile sînt montate pe o parte și pe alta a platformelor superioare și inferioare ale vasului de extracție.



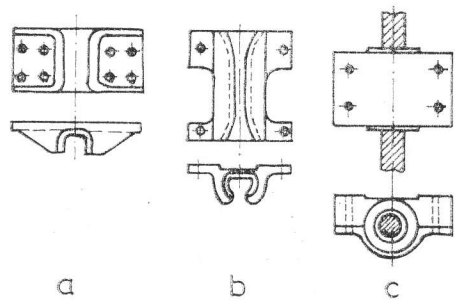



Fig. XXIII.11. Tipuri de glisiere ale vaselor de extracție:
*a* — pentru ghidaje de lemn și metalice dreptunghiulare; *b* — pentru ghidaje din șine de cale ferată; *c* — pentru ghidaje din cabluri.

Dispozitivele de ghidare elastice asigură vaselor de extracție o deplasare fără șocuri și permit realizarea unor viteze mari de extracție.

**Paracăzători.** Paracăzătorii reprezintă dispozitive de siguranță ce împiedică căderea vaselor de extracție în puț în cazul ruperii cablului sau a atelajului.

Conform normelor de protecția muncii, vasele de extracție mono și bicablu care efectuează și transport de personal (colivie și schip-colivie) trebuie dotate cu paracăzători.

Construcția paracăzătorilor diferă în funcție de natura ghidajelor și după felul acționării. Astfel, există *paracăzători pentru ghidaje de lemn* și *metalice*. Acționarea paracăzătorilor poate fi *cu arcuri* (cu foi multiple sau elicoidale) sau *electrică*. Dispozitivele de frînare ale paracăzătorilor pot fi *cu gheare* sau *cu pene*. Cele cu gheare pot fi *cu dinți* (pentru ghidaje de lemn sau metalice), *cu cuțite* (pentru ghidaje de lemn) și *cu pene* (pentru ghidaje metalice rigide sau flexibile).

Fiecare vas de extracție este prevăzut cu două perechi de paracăzători, montați de o parte și de alta a vasului, lîngă glisiere. În fig. XXIII.12 sînt prezentate diferite tipuri de paracăzători.

Principiul de funcționare a paracăzătorilor cu gheare, pentru ghidaje de lemn (fig. XXIII.12, *a*), este următorul. Vasul de extracție suspendat de cablu, prin intermediul tijei principale *2*, comprimă arcul lamelar fixat de pîrghia transversală *7* prin pana *8*. Astfel, ghearele *4* ale paracăzătorilor sînt menținute la o oarecare distanță (de ex. 15 mm) față de ghidajele de lemn *1*, pentru a nu intra în funcțiune la frînări bruște. În cazul ruperii cablului sau a scăderii tensiunii acestuia sub valoarea prevăzută, prin destinderea arcului *3*, pîrghiile *7* și *6* se deplasează în jos. Pîrghiile *6* rotesc cu putere pîrghiile *5*, care la rîndul lor rotesc ghearele *4* în jurul punctelor $O_1$ și $O_2$. Ghearele pătrund în ghidajul de lemn și-l așchiază pînă la oprirea vasului în cădere. Intrarea în funcțiune a celor două perechi de paracăzători se face concomitent pe ambele părți ale vasului. Astfel vasul rămîne practic suspendat pe ghidaje.

Paracăzătorii cu cuțite (fig. XXIII.12, *b*) reprezintă o construcție mai perfecționată decît cei cu dinți triunghiulari, avînd eficacitate maximă pentru ghidaje de lemn. Ei asigură o frînare mai sigură a vaselor de extracție decît cei cu dinți și în același timp ghidajul se deteriorează în mai mică măsură.

În fig. XXIII.12, *c* este prezentată construcția paracăzătorilor cu pene, folosite în cazul ghidajelor elastice din cabluri. Vasul de extracție *1* este suspendat prin intermediul tijei principale *4* și ghidat prin cablurile laterale *3* și glisierele *2*. În timpul unei extracții normale, arcul *5* este comprimat de tija principală *4*, iar sistemul de pîrghii pentru acționarea penelor ocupă poziția reprezentată în figură. În cazul ruperii cablului de

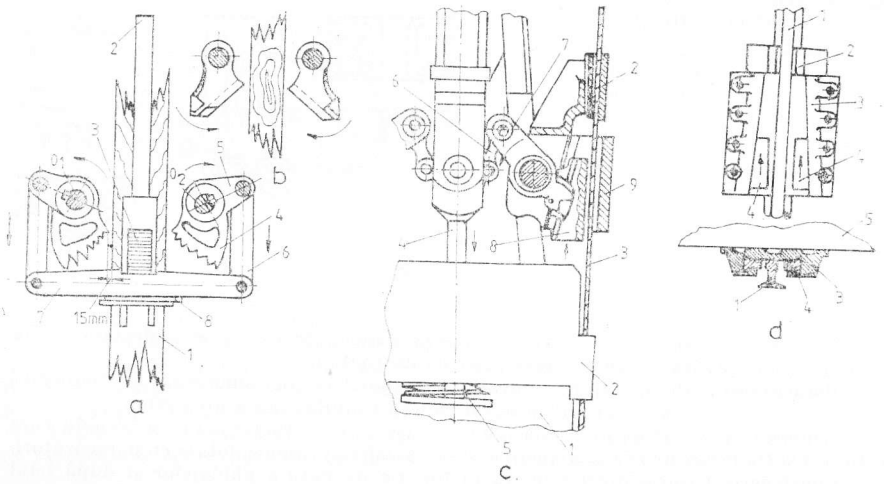



Fig. XXIII.12. Construcția paracăzătorilor cu gheare și cu pene:
*a* — cu gheare cu dinți; *b* — cu gheare cu cuțite; *c* — cu pene pentru cabluri; *d* — cu pene pentru ghidaje metalice rigide.

extracție, prin destinderea bruscă a arcului *5*, datorită deplasării în jos a tijei *4* și a pirghiilor *6* și *7*, penele *8* sînt introduse cu putere în manșoanele de strîngere *9* și vasul de extracție se oprește din cădere rămînînd suspendat pe cablurile de frînare.

Pentru evitarea opririi bruște a vasului, cablurile de frînare sînt suspendate de amortizoare speciale, montate în turnul de extracție.

Tot paracăzătorii cu pene sînt utilizați și la vasele de extracție care circulă pe ghidaje metalice rigide ca în fig. XXIII.12, *d*. Vasul de extracție *5* este ghidat lateral sau frontal prin ghidajele *1* și glisierele *2*. În timpul extracției penele gemene *4* din interiorul corpului *3* al paracăzătorilor se găsesc la o anumită distanță de ghidaje. În momentul dispariției tensiunii din cablul de extracție, penele *4* sînt ridicate și, intrînd în contact cu ghidajele, frînează vasul. Acționarea penelor se face printr-unul din sistemele prezentate în cadrul fig. XXIII.12, *a* și *c*.

Forța de declanșare a arcului paracăzătorilor trebuie să fie

$$F_p = (0{,}4 - 0{,}7)\, Q_e \cdot g \quad [\mathrm{N}] \tag{1.5}$$

unde: $Q_e$ este masa vasului de extracție gol, kg; $g$ — accelerația gravitației, m/s².

Conform prescripțiilor, decelerația vasului de extracție frînat de paracăzători nu trebuie să depășească 30 m/s², pentru a nu pune în pericol viața persoanelor aflate în interior.



Dacă se presupune că ruperea cablului de extracție are loc la deplasarea în jos a vasului de extracție și că ruptura se află deasupra dispozitivului de legare (cazul cel mai defavorabil), viteza de cădere liberă a vasului va fi:

$$v = v_0 + g \cdot t \quad [\mathrm{m/s}] \tag{1.6}$$

unde: $v_0$ este viteza vasului în momentul ruperii cablului, m/s; $t$ — timpul necesar acționării paracăzătorilor din momentul declanșării arcului pînă la pătrunderea ghearelor în ghidajul de lemn ($t = 0{,}5 - 1$ s):

Spațiul parcurs de vas în timpul căderii libere

$$h = v_0 \cdot t + \frac{g \cdot t^2}{2} \quad [\mathrm{m}] \tag{1.7}$$

Spațiul parcurs în timpul frînării

$$h_f = \frac{v^2}{2a} \quad [\mathrm{m}] \tag{1.8}$$

unde $a$ este retardarea (decelerația) maximă admisă ($a = 30$ m/s²).

Forța de frînare a paracăzătorilor care solicită ghidajele:

$$F = Q_t \left( \frac{v^2}{2gh_f} + 1 \right) g \quad [\mathrm{N}] \tag{1.9}$$

unde $Q_t$ este masa totală a încărcăturii și a vasului, kg.

Forța ce revine pe o pereche de paracăzători este:

$$F_1 = \frac{F}{2} \quad [\mathrm{N}] \tag{1.10}$$

Sistemul de paracăzători pentru instalațiile de extracție cu roată motoare mono și bicablu constă din paracăzători convenționali, montați la ambele vase de extracție, a căror dispozitive de declanșare, în multe cazuri, sînt legate între ele printr-un cablu de legătură.

Paracăzătorii *1* (fig. XXIII.13), montați la cele două vase de extracție, sînt legați între ei prin cablul de oțel *2* suspendat de moleta *3* cu lagăr glisant pe verticală. Paracăzătorii propriu-ziși sînt legați la sistemele de pirghii *4* care, la rîndul lor, au legătură între ele prin cablul *2*. Acestea trec peste moleta *3* prevăzută cu un compensator de tensiune constînd din rama de ghidare *5*, contragreutatea *6*, un cablu de legătură și role de deviere. Rolul compensatorului este asigurarea funcționării normale a instalației în timpul extracției. Contragreutatea *6* este astfel dimensionată încît să nu provoace declanșarea paracăzătorilor în timpul extracției. În cazul ruperii cablului de extracție în apropierea unuia dintre vase, acționează paracăzătorii acestuia, vasul rămînînd suspendat pe cablurile de ghidare *7*. Se tensionează puternic totodată cablul de legătură *2*, declanșînd și paracăzătorii celuilalt vas de extracție.

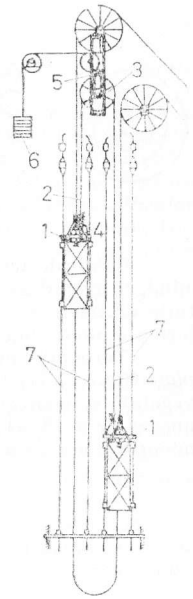



Fig. XXIII.13. Sistem de paracăzători pentru instalații de extracție cu roată motoare.

## 1.3.2. CABLURI DE EXTRACȚIE

**Construcție.** Cablurile se confecționează din oțel de calitate, cu un conținut de carbon cuprins între 0,3—0,85 %, de siliciu pînă la 0,3 % și de mangan între 0,4—0,8 %.

Rezistența specifică la tracțiune a oțelurilor pentru cabluri este de 1370—2560 N/mm². Cablurile cu rezistență specifică mare se utilizează la puțurile de extracție adînci, ele fiind însă mai casante decît cele cu rezistență specifică mai mică. Din acest motiv, cele mai răspîndite sînt cablurile cu rezistența specifică de 1370, 1570 și 1760 N/mm² (140 ; 160 ; 180 kgf/mm²).

Din punctul de vedere al formei secțiunii transversale, cablurile de extracție pot fi *rotunde* sau *plate*. Cablurile rotunde se utilizează, în general, în calitate de cabluri de extracție propriu-zise, pe cînd cele plate în calitate de cabluri de echilibru.

Cablurile rotunde pot avea construcție *deschisă*, construcție *închisă* sau *semiînchisă*.

Cablurile de construcție închisă și semiînchisă (fig. XXIII.14) se confecționează din sîrme profilate, ele sînt mai scumpe decît cele de construcție deschisă, se controlează mai dificil și se îndoaie mai greu. Din aceste motive ele se utilizează la instalațiile de extracție cu precădere în calitate de cabluri de ghidare.

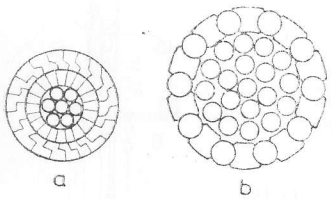
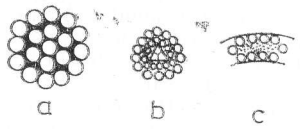



Fig. XXIII.14. Cabluri din fire profilate : *a* — construcție închisă ; *b* — construcție semiînchisă.

Cablurile deschise se asamblează din toroane (fig. XXIII.15) grupate în jurul unei inimi, într-unul sau mai multe straturi concentrice. La rîndul lor, toroanele sînt constituite dintr-un mănunchi de sîrme înfășurate în jurul unei inimi vegetale sau metalice, formate dintr-una sau mai multe sîrme.

Toroanele pot fi *rotunde* (fig. XXIII.15, *a*), *triunghiulare* (fig. XXIII.15, *b*) sau *plate* (fig. XXIII.15, *c*). Gradul de utilizare a toroanelor profilate este restrîns. Inima vegetală se confecționează din cînepă, bumbac pescăresc, sisal, manilă etc, răsucite cu un pas de 5—8 ori diametrul inimii. Inima minerală se confecționează din fire de azbest neimpregnate cu unsori consistente, răsucite cu un pas de 6 ori diametrul inimii. Inima

Fig. XXIII.15. Tipuri de toroane.




metalică se confecționează dintr-un toron de aceeași construcție și cu aceleași caracteristici sau diferite față de toroanele ce compun cablul.

Tipul toroanelor constituente definește și tipul constructiv al cablului : *cu contact punctiform, liniar* și *mixt*.



La cablurile cu contact punctiform, între firele din două straturi învecinate (fig XXIII.16,*a*) apare o concentrare a presiunilor în punctele de contact și, ca urmare, uzura locală a sîrmelor.

La cablurile din toroane cu contact liniar (tip Seale, fig. XXIII.16, *b*) sîrmele din stratele învecinate au contact pe toată lungimea lor, eforturile nu se mai concentrează

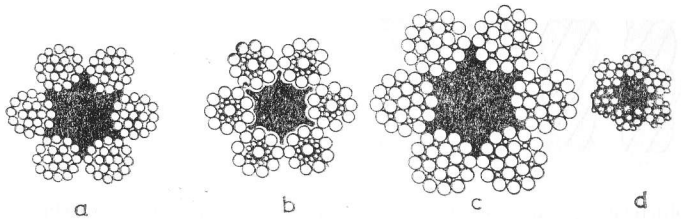



Fig. XXIII.16. Tipuri constructive de cabluri deschise

în puncte ci pe linia de contact, deci solicitarea specifică este mai redusă. Astfel crește durabilitatea lor.

Cînd golurile dintre straturi la un toron de construcție normală sînt umplute cu sîrme subțiri, cablul este de *tip Filler* (fig. XXIII.16, *c*).

Cînd se impune obținerea unor toroane cu secțiune apropiată de cea circulară se utilizează *procedeul Warrington*. La cablurile tip Warrington (fig. XXIII.16, *d*) toroanele au în stratul exterior sîrme de grosimi diferite, dispuse alternativ.

În general, cablurile cu un singur strat de toroane prezintă tendință de răsucire în jurul axei lor, ceea ce constituie un neajuns în cazul suspendării sarcinilor sau a vaselor de extracție neghidate (de ex. chible), reducînd și durata de exploatare a cablului. Din acest motiv, în astfel de situații se utilizează cablurile antigiratoare, realizate din mai multe straturi de toroane, înfășurate în sensuri diferite.

Simbolizarea tipului constructiv al cablurilor se face prin următoarele prescurtări : D — deschis ; I — închis ; SI — semiînchis ; PR — profilat ; N — normal ; P — contact punctiform ; L — contact liniar ; F — tip Filler ; S — tip Seale ; W — tip Warrington ; C — cablu cablat ; A — antigirator.

Simbolizarea structurii unui cablu se face indicîndu-se natura inimii (H — vegetală ; P — material plastic ; M — metalică) și numărul de toroane înmulțit cu numărul de sîrme din toron, dat sub formă de sumă neefectuată. De ex. cablul din fig. XXIII.16, *a* se poate simboliza prin H + 6(1 + 6 + 12) sau H + 6 × 19. Fiind vorba despre un cablu cu construcție deschisă normală, cu contact punctiform,simbolizarea mai completă este D — NP — H + 6 × 19.

În funcție de sensul de înfășurare a toroanelor în jurul inimii, *cablarea* poate fi de *tip dreapta* (D), sau de *tip stînga* (S). Cablarea de tip dreapta se caracterizează prin orientarea spirelor după linia mediană a literei Z (fig. XXIII.17, *a*), iar cablarea stînga, prin orientarea spirelor după linia mediană a literei S (fig. XXIII. 17, *b*).

Dacă sensul de înfășurare a toroanelor în jurul inimii coincide cu sensul de înfășurare a sîrmelor din stratul exterior al toroanelor, cablarea este paralelă de tip dreapta (fig. XXIII.17, *a*) sau de tip stînga (fig. XXIII.17, *b*).

Dacă sensul de înfășurare a toroanelor în jurul inimii este contrar sensului de înfășurare a sîrmelor din stratul exterior al toroanelor, cablarea este în *cruce de tip stînga* (fig. XXIII.17, *c*) sau de *tip dreapta* (fig. XXIII.17, *d*).

În cazul în care toroanele cu înfășurare dreapta alternează cu toroanele cu înfășurare stînga, cablarea se numește *mixtă* (fig. XXIII.17, *e*).

Cablurile cu cablare paralelă au o flexibilitate mai pronunțată decît cele cu cablare în cruce, solicitările de încovoiere pe organele de înfășurare fiind mai mici. Datorită orientării transversale a firelor față de axa longitudinală a cablului, aderența acestor cabluri este mai mare pe roțile motoare decît a celor cu cablare în cruce.

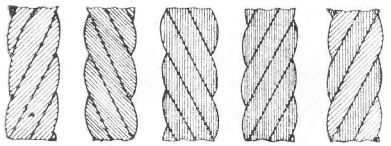



Fig. XXIII.17. Tipuri de cablări: *a* — paralelă dreapta (ZZ); *b* — paralelă stînga (SS); *c* — în cruce stînga Z/S); *d* — în cruce dreapta (S/Z); *e* — mixtă (SZ/Z).

Cablurile cu cablare în cruce prezintă o tendință redusă de dezrăsucire, în schimb au o rigiditate mai mare decît cele cu cablare paralelă.

Cablurile plate fabricate în țară se confecționează din opt cabluri compuse subțiri, fiecare din patru toroane, cusute simplu sau dublu, în același plan, cu sîrmă moale sau zincată (fig. XXIII.18).

Simbolizarea cablurilor plate redă structura acestora: de ex. 95/17—8×4 × 7— — 1570 reprezintă un cablu plat cu lățimea de 95 mm, grosimea de 17 mm, construcție 8 × 4 × 7, din sîrmă cu rezistența de 1570 N/mm².

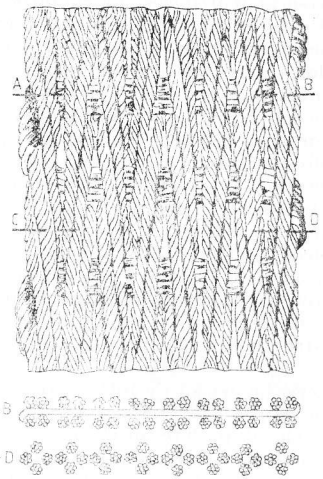



Fig. XXIII.18. Cablu plat (8×4×7).

Caracteristicile tehnice ale cablurilor de extracție sînt cuprinse în STAS: cabluri compuse duble de construcție normală — STAS 1353—86; cabluri duble de construcție combinată (Seale, Warrington-Seale) — STAS 1689—80; cabluri compuse de construcție triplă — STAS 2693-80; cabluri plate — STAS 1559-80.



**Calculul cablurilor de extracție.** În timpul funcționării, cablurile de extracție sînt supuse unor solicitări multiple: întinderi (statice și dinamice); încovoiere repetată pe organele de înfășurare și deviere; presiuni de contact (interne și pe organe de înfășurare); torsiuni, etc.

În general cablurile se calculează la solicitarea statică, care poate fi determinată relativ exact, iar celelalte solicitări se iau în considerare prin folosirea unui coeficient ridicat de siguranță la rupere.

În cazul puțurilor verticale masa necesară a cablurilor pe unitatea de lungime este dată de relația:

$$q = \frac{Q_t}{n_c \left( \frac{\sigma_r}{100\, c\, g \cdot \gamma_c} - H_0 \right)} \quad [\text{kg/m}] \tag{1.11}$$

în care $Q_t$ este masa vasului de extracție și a substanței minerale extrase la o cursă, kg; $Q_t = Q_u + Q_c + Q_v$ — pentru instalații cu colivii și transport de material, kg; $Q_t = Q_c + 75\, n_p$ — pentru instalații cu colivii și transport de personal, kg; $Q_t = Q_u + Q_{sch}$ — pentru instalații cu schip, kg; $Q_u$ — sarcina utilă extrasă la o cursă, kg; $Q_c$ și $Q_{sch}$ — masa proprie a coliviei sau a schipului, kg; $Q_v$ — masa proprie a vagonetelor din colivie, kg; $\sigma_r$ — efortul specific de rupere a materialului cablului, N/cm²; $c$ — coeficientul de siguranță la rupere; $g$ — accelerația gravitației, m/s²; $\gamma_c$ — densitatea cablului ($\gamma_c$ = = 0,0095 kg/cm³ pentru cabluri de construcție deschisă și $\gamma_c = 0{,}0087$ kg/cm³ pentru cabluri de construcție închisă); $H_0$ — înălțimea de suspendare a cablului, m;

$$H_0 = H + H_t \quad [\text{m}]$$

$H$ — adîncimea de extracție, m; $H_t$ — înălțimea turnului de extracție, m; $n_c$ — numărul cablurilor ($n_c = 1 \ldots 8$).

Avînd masa pe metru a cablului, se alege din STAS cablul de construcție dorită cu masa cea mai apropiată de valoarea rezultată.

În tabelele XXIII.5, XXIII.6, XXIII.7, și XXIII.8 sînt prezentate caracteristicile principalelor tipuri de cabluri standardizate.

După alegerea cablului, cînd devin cunoscute și celelalte caracteristici tehnice ale acestuia, se impune verificarea coeficientului de siguranță la rupere:

— pentru instalații monocablu

$$c = \frac{S_r}{(Q_t + q \cdot H_0)g} \tag{1.12}$$

— pentru instalații multicablu.

$$c = \frac{n_c \cdot S_r}{(Q_t + n_c \cdot q \cdot H_0)g} \tag{1.12, a}$$

unde $S_r$ este sarcina de ruperea cablului conform STAS, N.

Conform prescripțiilor în vigoare, în România coeficientul de siguranță trebuie să aibă următoarele valori minime, la punerea în funcțiune a cablurilor:

— la puțuri verticale sau înclinate echipate cu mașini de extracție cu tobe sau bobine: $c = 6$ pentru transport de material; $c = 8$ pentru transport de personal;

*Tabelul XXIII.5*

**Cabluri compuse duble de construcție normală (conform STAS 1353-86)**

| Tipul constructiv | Diametrul nominal al cablului [mm] | Diametrul sîrmelor [mm] | Masa specifică [kg/m] | Sarcina teoretică de rupere [N] | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | $\sigma_r = 1370$ N/mm² | $\sigma_r = 1570$ N/mm² | $\sigma_r = 1760$ N/mm² |
| 6 × 19 (coef. de scădere a rezistenței 0,86) | 10 | 0,65 | 0,363 | 44620 | 50990 | 56680 |
| | 13 | 0,80 | 0,550 | 67570 | 76980 | 85810 |
| | 16 | 1,00 | 0,860 | 104930 | 119640 | 133370 |
| | 18 | 1,15 | 1,138 | 140230 | 159850 | 177500 |
| | 20 | 1,30 | 1,451 | 179460 | 203980 | 227510 |
| | 22 | 1,40 | 1,686 | 206920 | 255950 | 263800 |
| | 23 | 1,50 | 1,935 | 237320 | 271640 | 302040 |
| | 25 | 1,60 | 2,214 | 266740 | 308910 | 343230 |
| | 28 | 1,80 | 2,786 | 342250 | 391280 | 434430 |
| | 30 | 1,90 | 3,105 | 383440 | 436400 | 485430 |
| | 34 | 2,20 | 4,157 | 510930 | 584480 | 650180 |
| | 36 | 2,30 | 4,534 | 558000 | 637430 | 710880 |
| | 37 | 2,40 | 4,938 | 608010 | 695290 | 773740 |
| | 39 | 2,50 | 5,321 | 660790 | 754150 | 839450 |
| | 41 | 2,80 | 6,738 | 828515 | 946430 | 1049310 |
| 6 × 37 (coef. de scădere a rezistenței 0,85) | 15 | 0,70 | 0,831 | 99050 | 112770 | 126500 |
| | 17 | 0,80 | 1,083 | 129450 | 148080 | 164750 |
| | 19 | 0,90 | 1,374 | 164750 | 188280 | 208880 |
| | 21 | 1,00 | 1,695 | 203000 | 232410 | 257910 |
| | 23 | 1,10 | 2,052 | 246150 | 280470 | 311850 |
| | 25 | 1,15 | 2,344 | 268700 | 307920 | 342250 |
| | 28 | 1,30 | 2,860 | 344210 | 394220 | 426580 |
| | 30 | 1,40 | 3,523 | 398150 | 455020 | 506020 |
| | 32 | 1,50 | 3,814 | 456990 | 522690 | 581530 |
| | 34 | 1,60 | 4,340 | 520730 | 595260 | 660960 |
| | 36 | 1,70 | 4,900 | 587420 | 671750 | 746280 |
| | 38 | 1,80 | 5,492 | 659000 | 753150 | 837480 |
| | 40 | 1,90 | 6,132 | 735490 | 839440 | 1029690 |
| | 42 | 2,00 | 6,782 | 812970 | 929670 | 1029900 |
| | 47 | 2,20 | 8,195 | 980660 | 1117950 | 1245440 |
| | 51 | 2,40 | 9,735 | 1166990 | 1333700 | 1480800 |
| | 59 | 2,80 | 13,280 | 1588670 | 1814230 | 2020160 |
| | 64 | 3,00 | 15,365 | 1824030 | 2088810 | 2324170 |





*Tabelul XXIII.6*

**Cabluri duble de construcție combinată (Seale) (conform STAS 1689-80)**

| Tipul constructiv | Diametrul nominal al cablului [mm] | Diametrul sîrmelor ext. [mm] | Masa specifică [kg/m] | Sarcina reală minimă de rupere [N] | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | $\sigma_r = 1370$ N/mm² | $\sigma_r = 1570$ N/mm² | $\sigma_r = 1760$ N/mm² |
| 6 × 19 Seale | 16 | 1,30 | 0,954 | 127490 | 144158 | 162790 |
| | 18 | 1,40 | 1,151 | 154000 | 174560 | 196130 |
| | 20 | 1,60 | 1,471 | 197120 | 222610 | 251050 |
| | 22 | 1,80 | 1,848 | 248108 | 280470 | 314740 |
| | 25 | 2,00 | 2,287 | 317740 | 359900 | 404040 |
| | 26 | 2,10 | 2,559 | 343230 | 388340 | 437380 |
| | 28 | 2,20 | 2,641 | 369710 | 417760 | 467940 |
| | 30 | 2,30 | 3,071 | 412860 | 466790 | 524650 |
| | 32 | 2,60 | 3,890 | 521710 | 500360 | 664890 |
| | 35 | 2,80 | 4,549 | 610960 | 690380 | 776690 |
| | 37 | 3,00 | 5,360 | 720790 | 813960 | 914960 |
| | 38 | 3,10 | 5,777 | 775700 | 876710 | 990480 |
| | 40 | 3,20 | 5,950 | 813950 | 919860 | 1029700 |
| | 44 | 3,60 | 7,211 | 965950 | 1088500 | 1186600 |
| 6 × 31 Seale | 16 | 1,0 | 0,90 | 104970 | 126549 | 138320 |
| | 18 | 1,15 | 1,19 | 137340 | 160880 | 181480 |
| | 19 | 1,20 | 1,32 | 152060 | 178542 | 202090 |
| | 20 | 1,30 | 1,52 | 176480 | 206010 | 230535 |
| | 22 | 1,40 | 1,75 | 201000 | 235440 | 264870 |
| | 25 | 1,60 | 2,50 | 289390 | 318820 | 377690 |
| | 26 | 1,70 | 2,69 | 304110 | 223540 | 382590 |
| | 28 | 1,80 | 3,00 | 343350 | 382590 | 431640 |
| | 31 | 2,00 | 3,70 | 426730 | 475785 | 539550 |
| | 32 | 2,10 | 3,94 | 446165 | 523850 | 568980 |
| | 34 | 2,20 | 4,28 | 490500 | 549360 | 627840 |
| | 37 | 2,40 | 4,17 | 558410 | 652365 | 745560 |
| | 38 | 2,50 | 5,62 | 627650 | 711225 | 784000 |
| | 40 | 2,60 | 6,11 | 596320 | 789710 | 882900 |

*Tabelul XXIII.7*

**Cabluri compuse de construcție triplă (conform STAS 1693-80)**

| Tipul constructiv | Diametrul nominal al cablului [mm] | Diametrul sîrmelor [mm] | Masa specifică [kg/m] | Sarcina reală minimă de rupere [N] $\sigma_r = 1370$ N/mm² | $\sigma_r = 1570$ N/mm² | $\sigma_r = 1760$ N/mm² |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 6 × 6 × 7 | 17 | 0,6 | 0,740 | 84100 | 94000 | 105600 |
| | 20 | 0,7 | 0,982 | 114500 | 129200 | 113800 |
| | 23 | 0,8 | 1,305 | 164400 | 185500 | 206500 |
| | 26 | 0,9 | 1,657 | 189200 | 213500 | 237700 |
| | 28 | 1,0 | 2,032 | 233500 | 263600 | 293340 |
| | 31 | 1,1 | 2,478 | 282600 | 319000 | 355000 |
| | 34 | 1,2 | 2,957 | 336300 | 379600 | 422500 |
| | 37 | 1,3 | 3,470 | 394700 | 445590 | 495900 |
| | 40 | 1,4 | 3,775 | 457750 | 516700 | 575100 |
| | 43 | 1,5 | 4,161 | 525500 | 593200 | 660200 |
| | 46 | 1,6 | 4,780 | 597900 | 674900 | 751200 |
| | 48 | 1,7 | 5,375 | 674950 | 761900 | 818000 |
| 6 × 7 × 12 | 16 | 0,4 | 0,623 | 74800 | 84400 | 93900 |
| | 19 | 0,5 | 0,972 | 116900 | 131800 | 146800 |
| | 23 | 0,6 | 1,414 | 168200 | 189700 | 211200 |
| | 27 | 0,7 | 1,917 | 229000 | 258300 | 287500 |
| | 31 | 0,8 | 2,789 | 328900 | 371000 | 413000 |
| | 35 | 0,9 | 3,177 | 378600 | 427000 | 475400 |
| | 39 | 1,0 | 3,911 | 467400 | 527000 | 586900 |
| | 43 | 1,1 | 4,544 | 565500 | 637900 | 710000 |
| | 47 | 1,2 | 5,425 | 673000 | 759200 | 845100 |
| 6 × 7 × 19 | 19 | 0,4 | 0,960 | 118ε00 | 133600 | 118700 |
| | 24 | 0,5 | 1,505 | 185000 | 208750 | 232400 |
| | 28 | 0,6 | 2,172 | 266100 | 300500 | 331500 |
| | 33 | 0,7 | 2,921 | 362600 | 409000 | 455300 |
| | 38 | 0,8 | 4,214 | 520800 | 587500 | 653900 |
| | 4 | 0,9 | 4,683 | 599500 | 676200 | 752700 |
| | 47 | 1,0 | 5,826 | 740000 | 834800 | 929200 |
| | 52 | 1,1 | 7,098 | 815400 | 1010000 | 1124300 |
| | 57 | 1,2 | 8,151 | 1065700 | 1202100 | 1388100 |



*Tabelul XXIII.8*

**Cabluri plate (conform STAS 1559-80)**

| Tipul constructiv | Lățimea [mm] | Grosimea [mm] | Diametrul sîrmelor [mm] | Masa specifică [kg/m] | Sarcina reală minimă de rupere [N] $\sigma_r = 1370$ N/mm² | $\sigma_r = 1570$ N/mm² | $\sigma_r = 1760$ N/mm² |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 8 × 4 × 7 | 71 | 10,5 | 1,4 | 2,422 | 295740 | 337990 | 380240 |
| | 82 | 12,0 | 1,4 | 3,296 | 402540 | 460050 | 517550 |
| | 88 | 13,0 | 1,5 | 3,783 | 462100 | 528110 | 594130 |
| | 94 | 14,0 | 1,6 | 4,308 | 525770 | 600880 | 675990 |
| | 106 | 15,5 | 1,8 | 5,447 | 665420 | 760480 | 835540 |
| | 118 | 17,0 | 2,0 | 6,726 | 821510 | 938870 | 1056230 |
| | 124 | 18,0 | 2,1 | 7,558 | 905720 | 1035100 | 1164490 |
| | 129 | 19,0 | 2,2 | 8,128 | 994030 | 1136010 | 1278040 |
| | 135 | 20,0 | 2,3 | 8,865 | 1086450 | 1241660 | 1396860 |
| | 14ε | 21,0 | 2,4 | 9,656 | 1182980 | 1351970 | 1520970 |
| 8×4×15 | 158 | 23 | 1,7 | 10,168 | 1201460 | 1373100 | 1544730 |
| | 168 | 24 | 1,8 | 11,225 | 1347350 | 1539830 | 1732310 |
| | 177 | 25 | 1,9 | 12,349 | 1501600 | 1716120 | 1930830 |
| | 186 | 26 | 2,0 | 13,529 | 1664220 | 1901970 | 2139710 |

— la instalații echipate cu mașini de extracție cu roată de frictiune monocablu : $c = 8$ pentru transport de material ; $c = 10$ pentru transport personal ;

— la instalații de extracție multicablu : $c = 7$ pentru transport de material ; $c = 8$ pentru transport de personal.

Cablurile de echilibru și cablurile de extracție ale puțurilor în săpare trebuie să aibă coeficientul de siguranță $c = 10$ la montare.

Relația (1.11) este valabilă pentru instalații neechilibrate și echilibrate static.

La instalațiile echilibrate dinamic, se definește raportul $\lambda > 1$ :

$$\lambda = \frac{q_1}{q} = 1{,}05 \ldots 1{,}2 \qquad (1.13)$$

în care $q_1$ este masa specifică a cablului de compensare, kg/m.

Masa necesară a cablului la aceste instalații

$$q = \frac{Q_t}{n_c \left( \frac{\sigma_r}{100\, c \cdot g \cdot \gamma_c} - \lambda H_0 \right)} \quad [\text{kg/m}] \qquad (1.11, a)$$

*Exemplu.* Să se dimensioneze și să se aleagă cablul de extracție, cunoscînd : $Q_t = 7500$ kg ; $\sigma_r = 1570$ N/mm² = 157 000 N/cm² ; $c = 7$ ; $\gamma_c = 0{,}0095$ kg/cm³ ; $H_0 = 525$ m, $n_c = 1$.

Conform relației (1.11), masa specifică a cablului este :

$$q = \frac{7500}{\frac{157\,000}{100 \cdot 7 \cdot 0{,}0095 \cdot 9{,}8} - 525} = 3{,}98 \text{ kg/m}$$

Din STAS 1353-86 se alege cablul tip 6 × 9 cu $q = 4{,}157$ kg/m și $S_r = 584\,480$ N.
Coeficientul de siguranță real

$$c = \frac{584\,480}{(7500 + 4{,}157 \cdot 525)9{,}8} = 6{,}15 > 6, \text{ deci cablul ales corespunde.}$$

În *cazul puțurilor înclinate* masa necesară a cablului pe unitatea de lungime este

$$q = \frac{aQ_t}{\frac{\sigma_r}{100\,cg\gamma_c} - bL} \quad [\text{kg/m}] \qquad (1.11,\ b)$$

unde : $a = \sin\beta + w\cos\beta$ și $b = w\sin\beta + f\cos\beta$ ; $\beta$ este unghiul de înclinare a puțului, grade ; $L$ — lungimea puțului înclinat, m ; $w = 0{,}01 \ldots 0{,}015$ — coeficientul de rezistență la deplasare a vasului de extracție (caracterizează frecările între roți și șine precum și frecările din lagărele roților) ; $f = 0{,}1 \ldots 0{,}2$ — coeficientul de frecare a cablului pe rolele de ghidare sau pe vatră.

Alegerea și verificarea cablului se face ca și în cazul puțurilor verticale.

**Alegerea și exploatarea cablurilor de extracție.** În cazul instalațiilor de extracție monocablu se utilizează, în general, cabluri de construcție normală (STAS 1353-86) sau cabluri cu contact liniar Seale (STAS 1689-80), recomandîndu-se în special acestea din urmă.

La instalațiile care efectuează și transport de personal se recomandă utilizarea cablurilor cu o rezistență a sîrmei de cel puțin 1570 N/mm². Pentru extracție se recomandă construcțiile cu structura 6 × 19 sau 6 × 37 cu înfășurarea paralelă Z/Z sau S/S (prezintă o bună adeziune între cablu și roata motoare).

În cazul săpării puțurilor se recomandă cablurile cu înfășurarea cruce stînga sau dreapta, deoarece sînt antigiratorice și nu fac bucle.

În calitate de cabluri de echilibru se recomandă cablurile plate (STAS 1559-80) sau cablurile rotunde cu înfășurarea în cruce.

Pentru mediu umed și corosiv (minele de minereuri și sare) se recomandă cabluri din sîrme zincate.

Pentru instalațiile de extracție multicablu se utilizează cabluri Seale sau Warrington-Seale, cu înfășurarea paralelă, avînd în vedere ca jumătate din numărul cablurilor să aibă înfășurare stînga, jumătate înfășurare dreaptă. Astfel se anihilează efectul de răsucire și implicit se micșorează frecarea vaselor de extracție de ghidaje.

Deoarece coroziunea este unul din factorii principali care reduce durabilitatea (ținînd seama de faptul că cea mai mare parte a ruperilor de cabluri s-a produs din cauza coroziunii), ca măsură de protecție împotriva coroziunii se impune ungerea regulată a cablurilor și utilizarea cablurilor din sîrme zincate în medii puternic corosive.



Presiunea cablului asupra organelor de înfășurare pentru instalațiile monocablu se determină cu relația :

$$p = \frac{2S_{max}}{D \cdot d} \leqslant 140 - 180 \quad [\text{N/cm}^2] \qquad (1.14)$$

Pentru instalații multicablu :

$$p = \frac{T_1 + T_2}{n_c \cdot D \cdot d} \quad [\text{N/cm}^2] \qquad (1.14,\ a)$$

unde : $S_{max}$ este sarcina maximă statică, N ; $T_1$ și $T_2$ — tensiunile în cele două ramuri ale cablului, N ; $D$ și $d$ — diametrul organului de înfășurare și al cablului, cm.

Normele tehnice prevăd o durată de funcționare de 2 ani pentru cabluri de extracție și de 4 ani pentru cabluri de echilibru.

Această durată poate fi prelungită dacă starea tehnică a cablului permite acest lucru. Menținerea în funcțiune a cablului este permisă încă cel mult 2 ani, cu aprobarea conducătorului tehnic al unității dată pe termen de cîte un an. Cablurile aflate în funcțiune nu vor putea fi folosite pentru transportul de personal, atunci cînd se constată fire rupte a căror secțiune totală reprezintă peste 5 % din secțiunea cablului pe următoarele lungimi :

| $d$, mm | $\leqslant 28$ | 29—34 | 35—39 | 40—45 | 46—50 | 51—57 | $> 57$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $l$, mm | 200 | 250 | 300 | 350 | 400 | 450 | 500 |

Cablurile pentru transportul de materiale și cele de echilibru pot fi folosite numai dacă secțiunea firelor rupte pe lungimile de mai sus nu depășește 10 % din secțiunea totală.

În afara motivelor menționate mai sus, schimbarea cablului de extracție se impune și în cazul cînd rezultatele probelor de rezistență sînt necorespunzătoare sau cînd cablul a suferit avarii.

*Schimbarea cablului de extracție* în cazul instalațiilor de extracție cu tobe se face conform fig. XXIII. 19, *a*. Vasele de extracție $V_1$ și $V_2$ se așază pe traverse, la nivelul celor două rampe. Cablul vechi se decuplează de la vasul $V_1$ și capătul lui se leagă prin intermediul manșonului $M$ de noul cablu aflat pe bobina $B_1$. Se pune în funcțiune cu viteză redusă toba $T_1$ (toba $T_2$ fiind decuplată și blocată). Noul cablu este trecut astfel peste moleta de deviere din turn, capătul lui ajungînd pînă la toba $T_1$. Fixîndu-se provizoriu acest capăt, după decuplarea din manșon, cablul vechi se înfășoară pe bobina $B_2$, desfășurîndu-se treptat de pe toba $T_1$, prin acționarea cu viteză redusă a acesteia. Un capăt al noului cablu se fixează definitiv pe toba $T_1$, iar celălalt capăt se rigidizează prin intermediul dispozitivului de legare la vasul de extracție $V_1$. Schimbarea celeilalte ramuri a cablului se efectuează în mod similar.

În cazul instalațiilor de extracție cu roată motoare, de capătul liber al noului cablu aflat pe bobina $B_1$ (fig. XXIII.19, *b*) se fixează manșonul $M$, vasele de extracție fiind susținute pe traverse la cele două rampe.

Pentru evitarea alunecării cablului în puț, se blochează pe turn cele două ramuri prin intermediul unor fălci de bronz $F_1$ și $F_2$.

După desfacerea cablului vechi din dispozitivele de legătură ale vaselor de extracție $V_1$ și $V_2$, capătul superior al acestuia se fixează prin intermediul manșonului $M$, de

Conform relației (1.11), masa specifică a cablului este :

$$q = \frac{7500}{\frac{157\,000}{100 \cdot 7 \cdot 0{,}0095 \cdot 9{,}8} - 525} = 3{,}98 \text{ kg/m}$$

Din STAS 1353-86 se alege cablul tip 6 × 9 cu $q = 4{,}157$ kg/m și $S_r = 584\,480$ N.
Coeficientul de siguranță real

$$c = \frac{584\,480}{(7500 + 4{,}157 \cdot 525)9{,}8} = 6{,}15 > 6, \text{ deci cablul ales corespunde.}$$

În *cazul puțurilor înclinate* masa necesară a cablului pe unitatea de lungime este

$$q = \frac{aQ_t}{\frac{\sigma_r}{100\, cg\gamma_c} - bL} \quad [\text{kg/m}] \qquad (1.11,\ b)$$

unde : $a = \sin\beta + w\cos\beta$ și $b = \sin\beta + f\cos\beta$ ; $\beta$ este unghiul de înclinare a puțului, grade ; $L$ — lungimea puțului înclinat, m ; $w = 0{,}01 \ldots 0{,}015$ — coeficientul de rezistență la deplasare a vasului de extracție (caracterizează frecările între roți și șine precum și frecările din lagărele roților) ; $f = 0{,}1 \ldots 0{,}2$ — coeficientul de frecare a cablului pe rolele de ghidare sau pe vatră.

Alegerea și verificarea cablului se face ca și în cazul puțurilor verticale.

**Alegerea și exploatarea cablurilor de extracție.** În cazul instalațiilor de extracție monocablu se utilizează, în general, cabluri de construcție normală (STAS 1353-86) sau cabluri cu contact liniar Seale (STAS 1689-80), recomandîndu-se în special acestea din urmă.

La instalațiile care efectuează și transport de personal se recomandă utilizarea cablurilor cu o rezistență a sîrmei de cel puțin 1570 N/mm². Pentru extracție se recomandă construcțiile cu structura 6 × 19 sau 6 × 37 cu înfășurarea paralelă Z/Z sau S/S (prezintă o bună adeziune între cablu și roata motoare).

În cazul săpării puțurilor se recomandă cablurile cu înfășurarea cruce stînga sau dreapta, deoarece sînt antigiratorice și nu fac bucle.

În calitate de cabluri de echilibru se recomandă cablurile plate (STAS 1559-80) sau cablurile rotunde cu înfășurarea în cruce.

Pentru mediu umed și corosiv (minele de minereuri și sare) se recomandă cabluri din sîrme zincate.

Pentru instalațiile de extracție multicablu se utilizează cabluri Seale sau Warrington-Seale, cu înfășurarea paralelă, avînd în vedere ca jumătate din numărul cablurilor să aibă înfășurare stînga, jumătate înfășurare dreaptă. Astfel se anihilează efectul de răsucire și implicit se micșorează frecarea vaselor de extracție de ghidaje.

Deoarece coroziunea este unul din factorii principali care reduce durabilitatea (ținînd seama de faptul că cea mai mare parte a ruperilor de cabluri s-a produs din cauza coroziunii), ca măsură de protecție împotriva coroziunii se impune ungerea regulată a cablurilor și utilizarea cablurilor din sîrme zincate în medii puternic corosive.



Presiunea cablului asupra organelor de înfășurare pentru instalațiile monocablu se determină cu relația :

$$p = \frac{2S_{max}}{D \cdot d} \leqslant 140 - 180 \quad [\text{N/cm}^2] \qquad (1.14)$$

Pentru instalații multicablu :

$$p = \frac{T_1 + T_2}{n_c \cdot D \cdot d} \quad [\text{N/cm}^2] \qquad (1.14,\ a)$$

unde : $S_{max}$ este sarcina maximă statică, N ; $T_1$ și $T_2$ — tensiunile în cele două ramuri ale cablului, N ; $D$ și $d$ — diametrul organului de înfășurare și al cablului, cm.

Normele tehnice prevăd o durată de funcționare de 2 ani pentru cabluri de extracție și de 4 ani pentru cabluri de echilibru.

Această durată poate fi prelungită dacă starea tehnică a cablului permite acest lucru. Menținerea în funcțiune a cablului este permisă încă cel mult 2 ani, cu aprobarea conducătorului tehnic al unității dată pe termen de cîte un an. Cablurile aflate în funcțiune nu vor putea fi folosite pentru transportul de personal, atunci cînd se constată fire rupte a căror secțiune totală reprezintă peste 5 % din secțiunea cablului pe următoarele lungimi :

| $d$, mm | ⩽ 28 | 29—34 | 35—39 | 40—45 | 46—50 | 51—57 | > 57 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $l$, mm | 200 | 250 | 300 | 350 | 400 | 450 | 500 |

Cablurile pentru transportul de materiale și cele de echilibru pot fi folosite numai dacă secțiunea firelor rupte pe lungimile de mai sus nu depășește 10 % din secțiunea totală.

În afara motivelor menționate mai sus, schimbarea cablului de extracție se impune și în cazul cînd rezultatele probelor de rezistență sînt necorespunzătoare sau cînd cablul a suferit avarii.

*Schimbarea cablului de extracție* în cazul instalațiilor de extracție cu tobe se face conform fig. XXIII. 19, *a*. Vasele de extracție $V_1$ și $V_2$ se așază pe traverse, la nivelul celor două rampe. Cablul vechi se decuplează de la vasul $V_1$ și capătul lui se leagă prin intermediul manșonului $M$ de noul cablu aflat pe bobina $B_1$. Se pune în funcțiune cu viteză redusă toba $T_1$ (toba $T_2$ fiind decuplată și blocată). Noul cablu este trecut astfel peste moleta de deviere din turn, capătul lui ajungînd pînă la toba $T_1$. Fixîndu-se provizoriu acest capăt, după decuplarea din manșon, cablul vechi se înfășoară pe bobina $B_2$, desfășurîndu-se treptat de pe toba $T_1$, prin acționarea cu viteză redusă a acesteia. Un capăt al noului cablu se fixează definitiv pe toba $T_1$, iar celălalt capăt se rigidizează prin intermediul dispozitivului de legare la vasul de extracție $V_1$. Schimbarea celeilalte ramuri a cablului se efectuează în mod similar.

În cazul instalațiilor de extracție cu roată motoare, de capătul liber al noului cablu aflat pe bobina $B_1$ (fig. XXIII.19, *b*) se fixează manșonul $M$, vasele de extracție fiind susținute pe traverse la cele două rampe.

Pentru evitarea alunecării cablului în puț, se blochează pe turn cele două ramuri prin intermediul unor fălci de bronz $F_1$ și $F_2$.

După desfacerea cablului vechi din dispozitivele de legătură ale vaselor de extracție $V_1$ și $V_2$, capătul superior al acestuia se fixează prin intermediul manșonului $M$, de

noul cablu, iar capătul de jos se fixează pe bobina $B_2$. Deblocîndu-se fălcile $F_1$ și $F_2$, se pornește roata motoare cu viteză redusă. Noul cablu este ridicat (se desfășoară de pe bobina $B_1$) și trecut peste roata motoare, în timp ce cablul vechi se înfășoară treptat pe bobina $B_2$ aflată la nivelul rampei inferioare. Capătul de jos al noului cablu ajungînd

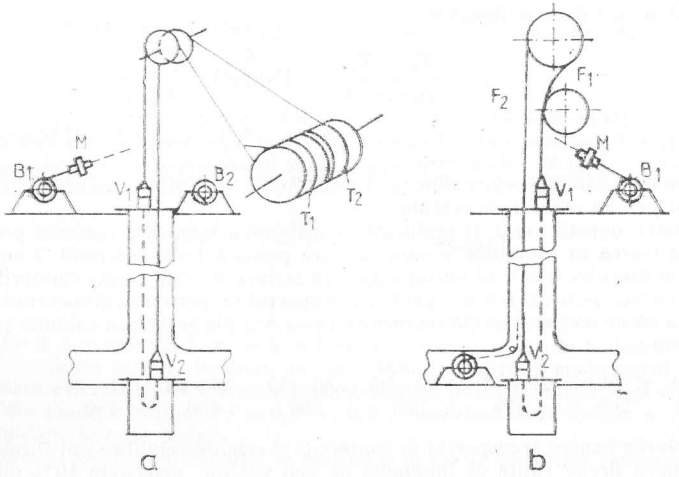



Fig. XXIII.19. Schimbarea cablurilor de extracție:
*a* — instalație cu tobe; *b* — instalație cu roată motoare.

la nivelul dispozitivului de legătură a vasului $V_2$ se desface din manșonul $M$, după ce în prealabil s-au strîns fălcile $F_1$ și $F_2$ din turn. După montarea cîtorva juguri pentru împiedicarea dezrăsucirii noului cablu și tăierea acestuia la lungimea potrivită, capetele se fixează în dispozitivele de legătură ale vaselor de extracție, după care acestea se deblochează.

După schimbarea cablului de extracție, se efectuează, timp de 3—4 ore, curse de probă cu încărcătură majorată progresiv pînă la cea nominală.

### 1.3.3. DISPOZITIVE DE LEGARE A CABLULUI LA VASELE DE EXTRACȚIE

Fixarea cablurilor la vasele de extracție se face prin intermediul unor dispozitive de legare și atelaje.

**Dispozitive de legare.** În funcție de construcție, dispozitivele de legare pot fi: cu buclă și inimă; cu autostrîngere cu inima împănată pe una sau ambele fețe; cu falcă articulată; cu pene conice de fricțiune; cu pene și bride.

Pentru cabluri plate se aplică doar dispozitivele cu buclă și inimă precum și dispozitivele cu pene de fricțiune.



*Dispozitive de legare cu buclă și inimă.* Aceste dispozitive de legare se utilizează la coliviile de capacitate mică (cu un singur etaj), precum și pentru suspendarea chiblelor.

Dispozitivul de legare este format dintr-o inimă metalică (fig. XXIII.20) în jurul căreia se înfășoară cablul de extracție sub formă de buclă. Capătul liber al cablului se fixează de partea suspendată prin intermediul unui anumit număr de cleme (de obicei 6—8). Inima poate fi *simetrică* sau *excentrică*.

Datorită diferenței între tensiunile $S_1$ de înfășurare și $S_2$ de desfășurare a cablului, cuplul creat tinde să rotească inima spre capătul de cablu mai mult tensionat, tendință care este eliminată la inimi cu gaură de legare excentrică, din care cauză dispozitivele cu inimă excentrică au căpătat o răspîndire mai largă.

Dispozitivele de legare cu inimă și buclă prezintă avantajul că au construcție simplă și ușoară, și totodată un cost redus. Printre dezavantaje se pot menționa: posibilitatea utilizării numai la cabluri cu diametru redus; se imobilizează o bucată de cablu cu lungime de 4—6 m; nu se poate controla forța de strîngere a șuruburilor clemelor.

Secțiunea plină a tijei șuruburilor clemelor este dată de relația

$$A_s = 50 + \frac{A}{3} \quad [\text{cm}^2] \qquad (1.15)$$

în care $A$ este secțiunea cablului, cm².

Forța normală de apăsare asupra cablului, dată de șuruburile de strîngere, este:

$$N = \sigma A \cdot n \quad [\text{N}] \qquad (1.16)$$

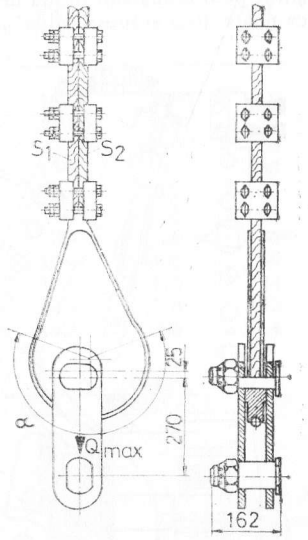



Fig. XXIII.20. Dispozitiv de legare cu inimă asimetrică (E-169).

unde: $\sigma = 4000 \ldots 12\,000$ N/cm² este forța specifică de strîngere a șuruburilor;
$n$ — numărul de șuruburi.

Forța de frecare totală între cele două ramuri ale cablului îndoit este:

$$F_t = 2N\mu \quad [\text{N}] \qquad (1.17)$$

unde $\mu = 0{,}18 \ldots 0{,}25$ este coeficientul de frecare.

Ținînd seama de faptul că sarcina suspendată de bolțul inimii $Q_t$ (kg) se împarte între cele două ramuri ale cablului, coeficientul de siguranță contra alunecării este

$$C_a = \frac{2F_t}{Q_t \cdot g} = 2 \ldots 4 \qquad (1.18)$$

Între tensiunile $S_1$ și $S_2$ din cele două ramuri ale cablului există relația:

$$S_1 = S_2 \cdot e^{\mu\alpha} \qquad (1.19)$$

în care $\alpha = 216° \doteq 3{,}78$ rad este unghiul de contact între cablu și partea inferioară a inimii.

Pentru cablurile plate folosite în calitate de cabluri de echilibru se aplică tot dispozitive cu buclă și inimă, aceasta din urmă avînd lățimea corespunzătoare cablului plat.

*Dispozitive de legare cu autostringere.* Aceste dispozitive prezintă avantajul că scade lungimea de cablu imobilizată și prezintă siguranță mare în funcționare.

La varianta constructivă cu inimă împănată pe una sau două fețe, cablul este înfășurat pe o inimă sub formă de pană, aflată la interiorul unui scut cu doi pereți laterali ce poate glisa și presa cablul înfășurat pe inimă.

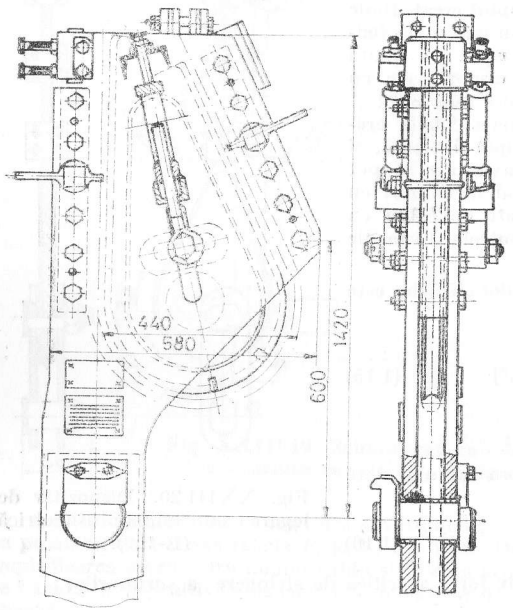



Fig. XXIII.21. Dispozitiv de legare cu autostringere (DLC-20).

În fig. XXIII.21 este prezentat un dispozitiv de legare cu inima împănată într-o singură parte. Atît inima cît și scutul sînt prevăzute cu canale pentru cablu. În partea inferioară, pereții scutului sînt prevăzuți cu găuri pentru bolțul de legătură cu atelajul. Centrul găurilor coincide cu axul cablului. Forța de frecare între scut și cablu este cu atît mai mare cu cît sarcina suspendată este mai mare. Pe lîngă dispozitivul de legare cu inimă și buclă, în România au fost tipizate dispozitivele de legare a cablului cu inima împănată într-o singură parte, cu simbolul general DLC (tabelul XXIII.9).

*Dispozitive de legare cu autostringere și cu pene.* În unele țări sînt tipizate dispozitive de legătură cu *pene de fricțiune* (fig. XXIII.22). Dispozitivul constă din două pene longitudinale *1* cu canale pentru cablu, care reazemă pe penele inverse *2*. Acestea la rîndul lor se reazămă pe carcasa *5*. Penele longitudinale și cele inverse sînt legate între ele prin penele transversale *3*. Pe carcasă sînt fixate totodată pîrghiile articulate *4*, care la capătul exterior sînt legate de vasul de extracție prin intermediul atelajului, iar la celălalt capăt se reazemă pe penele inverse. La tensionarea cablului prin suspendarea vasului de extracție de extremitatea pîrghiilor *4*, penele *1* se strîng în jurul cablului din ambele părți. Pentru creșterea siguranței de funcționare se montează și piulița de reazem *6*.

Dispozitivele de legare cu pene prezintă avantajul că nu îndoaie cablul, realizează o strîngere automată și au posibilitatea unei refaceri rapide a legăturii. Au însă greutate proprie mai mare decît alte dispozitive și construcția este mai complicată.

Tot din categoria dispozitivelor cu autostrîngere face parte *dispozitivul cu pene și bride.* Datorită gabaritelor reduse au căpătat o răspîndire largă la instalațiile de extracție multicablu.

Prezintă dezavantajul că tehnologia de execuție a bridelor este pretențioasă.



*Tabelul XXIII.9*

**Dispozitive de legare a cablului fabricate în România**

| Tipul | Forța statică maximă [kN] | Diametrul cablului [mm] | Diametrul bolțului de legătură [mm] | Masa [kg] | Lungimea [mm] | Lățimea [mm] | Grosimea [mm] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| E-169 | 40 | 19—28 | 60 | 85,7 | 1160 | 290 | 16 |
| DLC-1 | 100 | 26—45 | 80 | 200 | 1100 | 520 | 90 |
| DLC-2 | 175 | 35—45 | 110 | 316 | 1400 | 670 | 110 |
| DLC-2 | 270 | 46—55 | 130 | 680 | 1740 | 810 | 130 |
| DLC-3,8 | 38 | 18—24 | 40 | 48 | 700 | 285 | 62 |
| DLC-5 | 50 | 20—28 | 50 | 62 | 760 | 325 | 66 |
| DLC-7 | 70 | 24—32 | 55 | 94 | 890 | 420 | 76 |
| DLC-10 | 100 | 28—37 | 60 | 154 | 1060 | 430 | 86 |
| DLC-13 | 130 | 33—42 | 70 | 188 | 1180 | 475 | 94 |
| DLC-16 | 160 | 37—49 | 80 | 270 | 1320 | 550 | 102 |
| DLC-20 | 200 | 43—55 | 90 | 350 | 1420 | 580 | 114 |

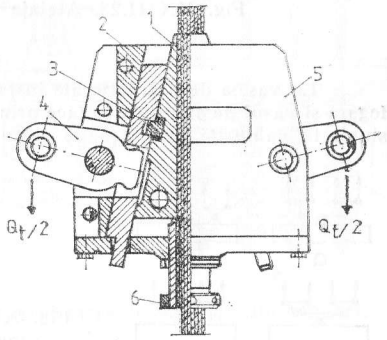



Fig. XXIII.22. Dispozitiv de legare cu autostringere prin pene.

**Atelaje.** Legătura dintre dispozitivele de legare a cablului și vasele de extracție se face prin dispozitive numite *atelaje.* Acestea au construcții diferite, în funcție de natura vaselor de extracție la care sînt utilizate.

La vasele de extracție monocablu, în special la cele destinate transportului de personal, pe lîngă atelajul propriu-zis se montează două pînă la patru lanțuri de ancorare.

Atelajele pot fi cu înălțime nereglabilă (fig. XXIII.23, *a*) sau reglabilă (fig. XXIII.23, *b*).

În vederea micșorării frecărilor între glisierele vaselor de extracție și ghidajele puțului, atelajul se execută din elemente de legătură cu articulații în plane diferite (fig. XXIII.23, *c*).

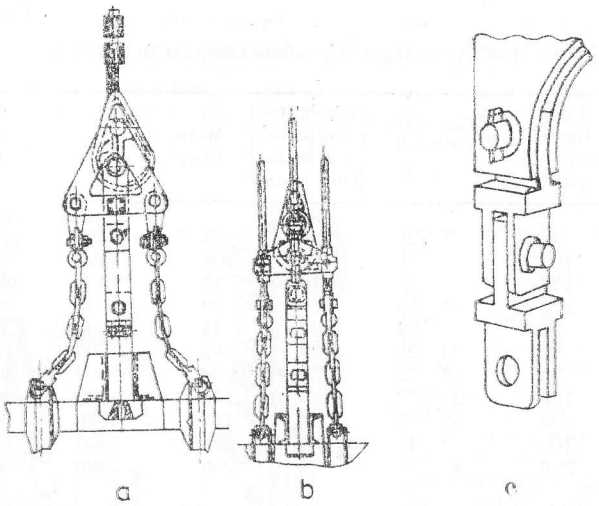



Fig. XXIII.23. Atelaje pentru vase de extracție monocablu.

La vasele de extracție ale instalațiilor multicablu legătura între dispozitivele de legare și vasul de extracție se face prin intermediul unor atelaje care permit reglarea tensiunii în cablurile de extracție (fig. XXIII.24).

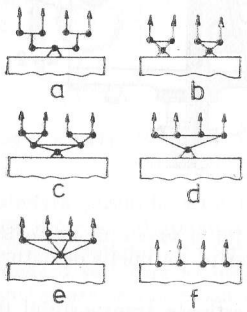



Fig. XXIII.24. Schema de principiu a dispozitivelor mecanice de egalizare a tensiunilor din cabluri.

Aceste atelaje pot fi de tip *mecanic* sau *hidraulic*.

Utilizarea dispozitivelor mecanice implică măsurarea permanentă sau periodică a tensiunilor din cabluri și corectarea lor în caz de nevoie. Dinamometrele pentru măsurarea tensiunilor pot fi înglobate în construcția atelajului sau pot fi atașate periodic de cablu.



În prezent în practica mondială există o gamă largă de variante constructive a dispozitivelor de egalizare a tensiunilor din cabluri.

În fig. XXIII.25 sînt prezentate două dintre dispozitivele de egalizare cu balansiere (cu un singur punct de legătură cu vasul de extracție — fig. XXIII.25, *a* și cu două puncte de legătură — fig. XXIII.25, *b*), precum și cu un singur sistem de arcuri (fig.

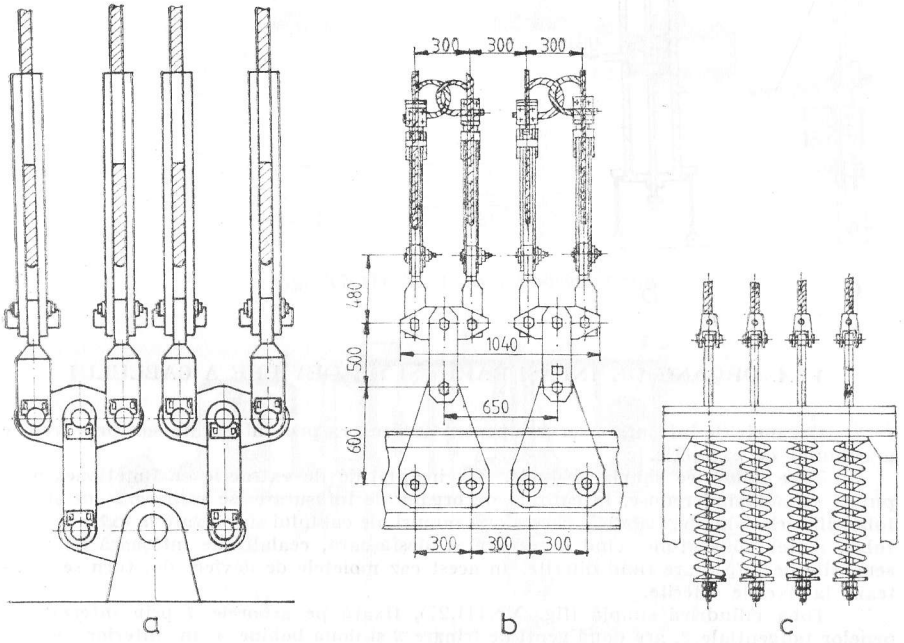



Fig. XXIII.25. Balansiere și arcuri pentru egalizarea tensiunilor din cabluri.

XXIII.25, *c*). Prin rotirea balansierelor în jurul articulațiilor sau prin destinderea arcurilor, aceste dispozitive egalizează automat tensiunile din cabluri pentru anumite limite ale alungirilor.

O altă serie de dispozitive permit reglarea periodică a tensiunilor din cabluri cu compensarea alungirii cablurilor fie prin distanțiere (fig. XXIII. 26.*a*)t fie hidraulic (fig. XXIII.26, *b*).

Prin înglobarea de exemplu a patru elemente de distanțare a 50 mm grosime fiecare în construcția atelajului la legarea fiecarui cablu se pot compensa alungiri pînă la 200 mm ale ramuri respective. Același efect se obține și prin introducereb periodică cu ajutorul unei pompe a unei anumite cantități de ulei în cilindrul hidraulic al atelajulni în funcție de alungirie cablului pe ramura în cauză.

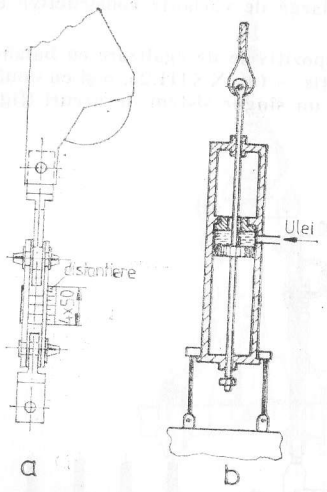



Fig. XXIII.26. Dispozitive de reglare a tensiunilor din cabluri.

### 1.3.4. ORGANE DE ÎNFĂȘURARE ȘI DE DEVIERE A CABLULUI

Organele de înfășurare servesc pentru antrenarea prin înfășurare sau prin frecare a cablului de extracție.

**Tobe cilindrice simple și duble.** La instalațiile de extracție ce funcționează la puțuri cu adîncimi reduse, în calitate de organe de înfășurare se utilizează, de obicei, tobe cilindrice simple. Capetele celor două ramuri ale cablului sînt legate la extremitățile tobei, astfel încît atunci cînd o ramură se desfășoară, cealaltă se înfășoară pe tobă, sensurile de înfășurare fiind diferite. În acest caz moletele de deviere din turn se montează la nivelele diferite.

Toba cilindrică simplă (fig. XXIII.27), fixată pe arborele *1* prin intermediul penelor tangențiale *2*, are două genți de frînare *3* și două bobine *4* în interior pentru înfășurarea rezervei de cablu, necesară reglării lungimii și tăierii periodice a probelor. Dispozitivul *5* de acționare a bobinelor constă dintr-o roată melcată ce se rotește liber pe arbore, un șurub melc și o pereche de roți dințate conice. Bobinele pot fi rotite în sens dorit printr-o roată de mînă. Partea cilindrică *6* a tobei este acoperită de o căptușeală de lemn *7*. Arborele tobei este susținut în lagărele de rostogolire *8*.

În cazul folosirii tobelor duble, o tobă este rigidizată de arbore, iar cealaltă este reglabilă (fig. XXIII.28). Arborele principal este susținut în lagărele *1*. Pe acest arbore se află și ultima roată de transmisie a reductorului *2*. Toba fixă *3* este rigidizată de arbore prin intermediul unor pene longitudinale, iar toba reglabilă *4* cu ajutorul unui mecanism cu șurub melc-roată melcată, cu acționare manuală prin roata *5*. Prin rotirea într-un sens sau altul a tobei *4* față de toba *3*, se poate modifica lungimea uneia dintre ramurile cablului, făcînd posibilă funcționarea instalației la două orizonturi de extracție.

În afara mecanismului de reglare prin șurub melc a tobei mobile se mai utilizează și alte mecanisme, moderne, de cuplare rapidă, ca de exemplu cel cu sector dințat (fig.



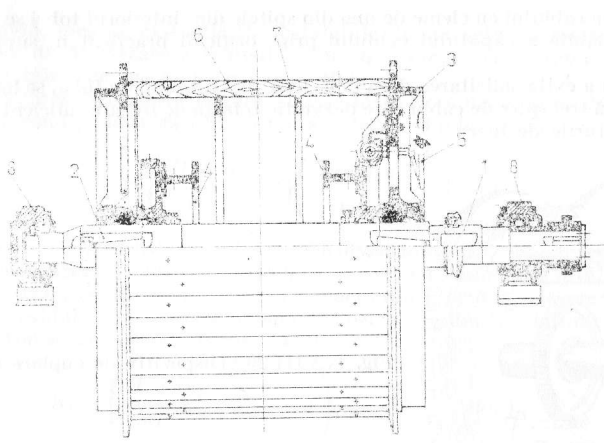



Fig. XXIII.27. Tobă cilindrică simplă.

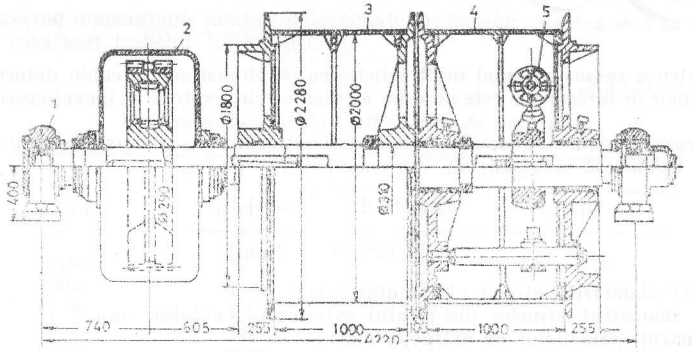



Fig. XXIII.28. Tobă cilindrică dublă.

XXIII.29). Pe arborele tobei mobile este rigidizată roata dințată *1*. Toba este fixată de roată și implicit de arbore prin două sectoare dințate diametral opuse *2*, ce se pot aplica rigid pe roată prin intermediul a două sisteme de pîrghii articulate *3*, acționate prin deplasarea pe arbore a manșonului *4*. La deplasarea manșonului spre tobă, pîrghiile de acționare se rotesc în jurul articulațiilor fixe $O$ și $O_1$. Capetele exterioare ale acestor pîrghii ridicîndu-se, sectoarele dințate se strîng pe roată, toba fiind rigidizată de arbore și invers, la deplasarea manșonului spre exterior, sectoarele dințate se desprind de pe roată, toba se decuplează și are posibilitatea să se rotească liber pe arbore. Deplasarea pe arbore a manșonului se face pneumatic, hidraulic sau electric, sistemul de acționare fiind dirijat de la pupitrul de comandă al mașinii de extracție.

Legarea cablului cu cleme de una din spițele din interiorul tobei se efectuează după trecerea prealabilă a capătului cablului prin orificiul practicat în suprafața cilindrică a tobei.

Pentru a evita solicitarea directă a legăturii cablului cu toba, se lasă nedesfășurate în permanență trei spire de cablu care dezvoltă o forță de frecare suficient de mare pentru a prelua eforturile de lucru.

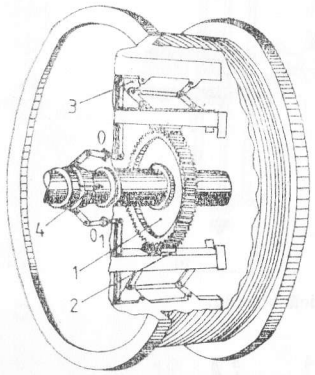



Fig. XXIII.29. Dispozitiv de cuplare rapidă a tobei

Pentru a reduce cît mai mult solicitarea suplimentară în cablu datorită îndoirii lui pe organele de înfășurare, este necesar ca diametrele acestora să îndeplinească anumite condiții.

În cazul instalațiilor de extracție care funcționează la adîncimi mici, diametrul $D$ al tobelor trebuie să satisfacă una din condițiile:

$$D \geqslant 80\,d \quad [\text{mm}]$$
$$D \geqslant 1200\,\delta \quad [\text{mm}] \qquad (1.20)$$

unde: $d$ este diametrul exterior al cablului, mm;

$\delta$ — diametrul sîrmelor din stratul exterior al cablului, mm.

În cazul adîncimilor de extracție mari:

$$D \geqslant 100\,d \quad [\text{mm}]$$
$$D \geqslant 1600\,\delta \quad [\text{mm}] \qquad (1.21)$$

Deoarece cablurile cu diametru redus pot fi confecționate din sîrme cu același diametru ca și cablurile groase, se recomandă ca diametrul organelor de înfășurare să se determine în funcție de diametrul cablului și nu în funcție de diametrul sîrmelor.

În vederea determinării lățimii tobelor cilindrice, se impune cunoașterea numărului necesar de spire:

$$n = \frac{H + l_i}{\pi D} + 3 \qquad (1.22)$$



unde: $H$ este adîncimea de extracție (la instalațiile de extracție cu schip se include și înălțimea rampei de descărcare a schipului), m; $l_i$ — lungimea de rezervă a cablului, necesară pentru tăieri de probă ($l_i = 30 \ldots 40$ m).

Pentru evitarea frecării între spire, se lasă între ele o distanță de 2—3 mm.

În aceste condiții lățimea ($B$) necesară a tobei (duble) este:

$$B = \left(\frac{H + l_i}{\pi D} + 3\right)\left(\frac{d + \varepsilon}{m}\right) \quad [\text{mm}] \qquad (1.23)$$

unde: $\varepsilon = 2 \ldots 3$ mm este distanța între spirele învecinate; $m$ — numărul de strate.

La dimensionarea tobelor simple trebuie să se țină seama de faptul că la ambele capete se lasă cîte trei spire de fricțiune, iar la mijlocul tobei, pentru evitarea întîlnirii celor două ramuri ale cablului, se mai lasă un spațiu liber corespunzător lățimii unei spire.

Astfel lățimea unei tobe simple va fi:

$$B_s = \left(\frac{H + l_i}{\pi D} + 2 \cdot 3 + 1\right)(d + \varepsilon) \quad [\text{mm}] \qquad (1.24)$$

Deși pentru aceeași adîncime de extracție $B_s > B$, ținînd seama că la o tobă dublă lățimea totală a organului de înfășurare este $2B$, se poate concluziona că lățimea unei tobe simple este mult mai bine folosită decît a unei tobe duble ($2B > B_s$).

Cunoscînd dimensiunile minime determinate ale tobelor, acestea se aleg din standarde sau cataloage (tabelul XXIII.10).

*Tabelul XXIII.10*

**Dimensiunile tobelor cilindrice de extracție**

| Simplă | | Dublă | |
|---|---|---|---|
| $D$[mm] | $B$[mm] | $D$[mm] | $B$[mm] |
| 1500 | 1300 | 2000 | 800 |
| 2000 | 1500 | 2000 | 1000 |
| 2500 | 1000 | 2500 | 750 |
| 2500 | 1500 | 2500 | 1000 |
| 2500 | 2000 | 2500 | 1200 |
| 3000 | 1700 | 3000 | 1000 |
| 3000 | 2000 | 3000 | 1300 |
| 4000 | 2000 | 3000 | 1500 |
| 5000 | 2300 | 4000 | 1700 |
| 6000 | 2500 | 5000 | 1700 |

**Roți motoare mono și multicablu.** La instalațiile ce folosesc roți motoare, punerea în mișcare a cablului și a vaselor de extracție fixate la capetele acestuia se face datorită forțelor de frecare între cablu și roata motoare.

Roata motoare poate fi amplasată pe sol (fig. XXIII.30, *a*) sau în turnul de extracție (fig. XXIII.30, *b*). În cazul amplasării pe sol a roții motoare, moletele de deviere din turn se montează în același plan, dar la nivele diferite. În cazul montării în turn a

roții motoare, moleta de deviere are rolul de a mări unghiul de înfășurare pe de o parte și de a apropia cele două ramuri ale cablului de extracție (spre a se înscrie în profilul liber al puțului), pe de altă parte.

Construcțiile vechi de roți motoare sînt în execuție turnată, pe cînd cele recente, în execuție sudată, închisă, fără spițe. În fig. XXIII. 30, *c* este prezentată construcția unei roți motoare monocablu.

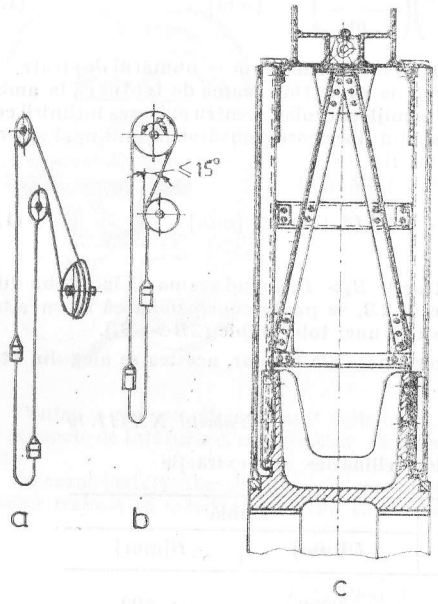



Fig. XXIII.30. Roată motoare monocablu.

Pentru creșterea forțelor de frecare între cablu și roata motoare, aceasta se căptușește cu lemn, piele, cauciuc cu inserții textile, carton dur, aliaje de aluminiu etc.

Diametrul roților motoare monocablu se determină cu relația:

$$D \geqslant 120\ d \quad [\text{mm}]$$
$$D \geqslant 1600\ \delta \quad [\text{mm}] \qquad (1.25)$$

Aceste relații sînt valabile și pentru moleta de deviere din turn, care se montează în cazul unor diametre mari ale roților motoare.

În cazul existenței unui număr mai mare de cabluri (peste 2), roțile motoare se montează, de obicei, în turn.

În prezent cea mai mare răspîndire au căpătat-o instalațiile de extracție cu 4 cabluri, amplasate în turnul de extracție.

Schemele de înfășurare uzuale sînt prezentate în fig. XXIII.31. Cea mai răspîndită este schema din fig. XXIII.31, *a* cu moleta de deviere care realizează un unghi de



înfășurare de 200—210°. Pentru unghiuri mai mari de înfășurare (pînă la 270°), în cazul unor sarcini și adîncimi mari, se utilizează schema din fig. XXIII. 31, *b* la care moleta de deviere se montează la același nivel cu roata motoare. În cazul unor unghiuri de înfășurare în jurul a 180° și diametre mici ale roților motoare se utilizează schema din fig. XXIII.31, *c*. La toate schemele de înfășurare se remarcă existența a două cabluri

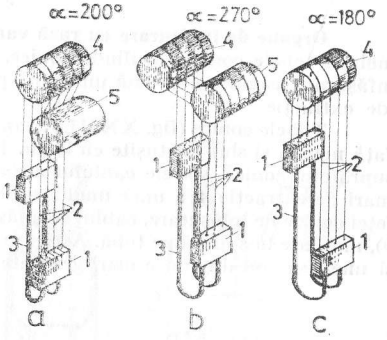



Fig. XXIII.31. Scheme de înfășurare la roțile motoare multicablu montate în turn: *1* — vase de extracție; *2* — cabluri de extracție; *3* — cabluri de echilibru; *4* — roată motoare; *5* — moletă de deviere.

de echilibru plate. La instalațiile de extracție cu roată motoare mono sau multicablu este obligatorie existența cablurilor de echilibru.

Construcția unei roți motoare multicablu este prezentată în fig. XXIII.32.

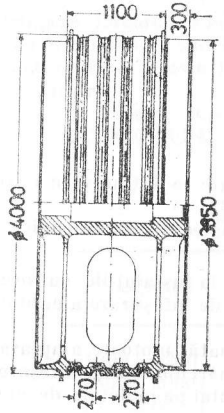



Fig. XXIII.32. Construcția unei roți motoare multicablu.

Canalele pentru cabluri sînt căptușite cu calupuri de PVC cu secțiune trapezoidală standardizată, prevăzute cu canale pentru cabluri.

Abaterea maximă admisibilă a diametrului canalelor la montaj, față de cea prescrisă, este de 0,5 mm.

Diametrul roților motoare multicablu, în cazul cînd instalația nu are moletă de deviere, se determină cu relația :

$$D \geqslant 80\ d \qquad [\text{mm}] \qquad (1.26)$$

În cazul existenței moletei de deviere :

$$D \geqslant 90\ d \qquad [\text{mm}] \qquad (1.26,\ a)$$

**Organe de înfășurare cu rază variabilă.** Această categorie de organe de înfășurare include tobele conice, bicilindroconice, precum și bobinele. Folosirea acestor organe de înfășurare asigură o sarcină uniformă pentru motorul de acționare în timpul procesului de extracție.

Tobele conice (fig. XXIII.33, *a*), destinate adîncimilor mici de extracție, au suprafață netedă și sînt căptușite cu lemn. Pînă la unghiul de înclinare de 18° a generatoarei suprafeței conice, spirele cablului nu au tendință de alunecare. În cazul unor adîncimi mari de extracție și a unor unghiuri de înclinare mai mari de 18° a generatoarei suprafeței conice de înfășurare, cablul se înfășoară pe crestături din oțel profilat (fig. XXIII.33, *b*), montate în spirală pe tobă. Astfel se evită alunecarea și suprapunerea spirelor, precum și unele sarcini dinamice mari generate în cablu din acest motiv.

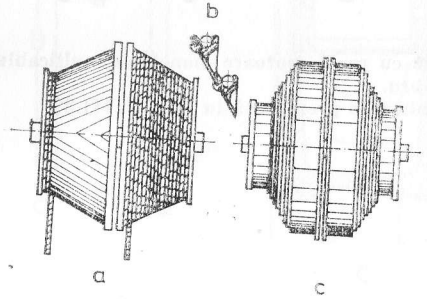



Fig. XXIII.33. Tobe cu rază variabilă.

Acest efect de solicitare uniformă a sistemului de acționare se obține și în cazul folosirii tobelor cilindroconice și bicilindroconice (fig. XXIII.33, *c*).

Utilizate larg în trecut, în prezent tobele conice, cilindroconice, bicilindroconice și bobinele se folosesc pe scară restrînsă.

**Molete de extracție și de deviere.** Moletele montate în turn la instalațiile cu organul de antrenare amplasat pe sol se numesc *de extracție*. Unghiul de înfășurare a cablului pe aceste molete este cuprins între 90 și 180°.

Moletele de deviere se folosesc în cazul instalațiilor cu roată motoare amplasată în turn și au rolul de a apropia ramurile cablului, precum și de a mări unghiul de înfășurare a acestuia pe organul de antrenare. Unghiul de înfășurare a cablului pe moletele de deviere este cuprins între 45 și 90°.

Formele constructive ale moletelor diferă între ele prin natura și profilul coroanei și spițelor, tipul butucului și al lagărelor.

Moletele cu coroană turnată din oțel sau presată din laminate și cu spițele profilate prinse prin sudură de butuc și coroană se remarcă atît prin comportare bună în



exploatare, prin simplitatea construcției și execuției, cît și prin masă și moment volant reduse (fig. XXIII.34). Coroana *1* a moletei se toarnă din două jumătăți, asamblate cu șuruburi. Spițele *2* ale moletei se execută, de regulă, din profile laminate (U, T, I, corniere cu aripi egale sau inegale, cruce cu aripi egale etc) din oțel OL 37. Cele mai răspîndite sînt moletele cu spițele din profile U, I și tip cruce cu aripi egale. Butucul moletei se execută în construcție turnată din două jumătăți asamblate prin șuruburi și inele de

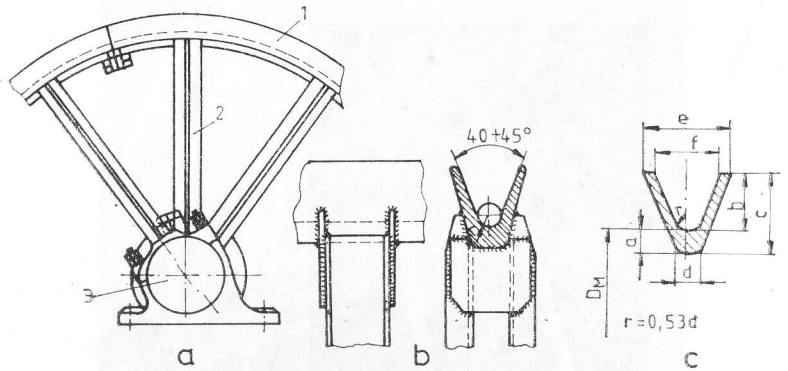



Fig. XXIII.34. Moletă cu coroană turnată și spițe profilate :
*a* — ansamblu ; *1* — coroană ; *2* — spițe ; *3* — lagăr ; *b* și *c* detalii constructive.

strîngere. Lagărele *3* ale moletei pot fi *de alunecare*, înclinate în direcția rezultantei forțelor din cabluri, sau lagăre *de rostogolire* cu rulmenți radiali oscilanți cu butoiașe pe două rînduri. Aceste lagăre sînt mai economice, fiind în același timp mai sigure în exploatare.

În tabelul XXIII.11 sînt prezentate dimensiunile coroanei moletelor, conform fig. XXIII.34, *c*.

*Tabelul XXIII.11*

**Dimensiunile moletelor cu coroană din laminate**

| $D$[mm] | Profil Nr. | Dimensiunile profilului [mm] | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | *a* | *b* | *c* | *d* | *e* | *f* |
| 1000 ; 1250 | 1 | 30 | 75 | 105 | 50 | 95 | 75 |
| 1600 ; 2000 ; 2500 | 2 | 35 | 100 | 135 | 55 | 126 | 100 |
| 3150 ; 3550 ; 4000 | 3 | 40 | 120 | 160 | 60 | 160 | 130 |
| 4500 ; 5000 | 4 | 55 | 150 | 205 | 80 | 186 | 150 |
| 5600 ; 6000 ; 6300 ; 7100 | 5 | 55 | 150 | 205 | 80 | 196 | 160 |

Cercetările au arătat că asupra durabilității cablurilor de extracție prezintă influență favorabilă căptușirea coroanei moletei cu lemn, cauciuc, piele material plastic etc. Căptușelile de lemn și de cauciuc prezintă dezavantajul că au o durată de funcționare redusă. Căptușeala de piele (talpă) este corespunzătoare însă foarte scumpă. În ultimul timp s-au experimentat unele tipuri de căptușeli din material plastic (fig. XXIII.35) cu care s-au obținut rezultate promițătoare.

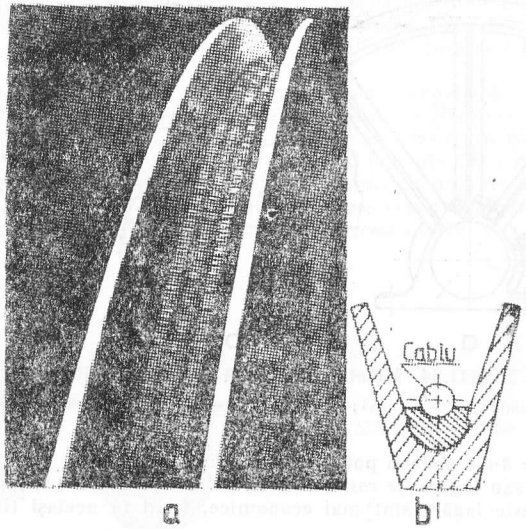



Fig. XXIII.35. Moletă cu căptușeală din calupuri de material plastic :
*a* — ansamblu ; *b* — secțiune prin coroană.

Moletele de extracție sau de deviere pentru instalațiile de extracție multicablu se execută frecvent în construcție sudată, tip „placă" (fig. XXIII.36).

Uzura cablului de extracție pe moletă depinde de forma profilului coroanei, de presiunea cablului pe canalul de ghidare și de materialul coroanei sau al căptușelii.

Raza de curbură a canalului coroanei moletei se determină cu relația :

$$r = 0{,}53\ d \quad [\text{mm}] \qquad (1.27)$$

în care $d$ este diametrul exterior al cablului, mm.

Canalul cu rază mai mică provoacă roaderea rapidă a sîrmelor exterioare, iar canalul cu rază mai mare duce la ovalizarea cablului.

Presiunea cablului pe canalul moletei nu trebuie să depășească 250 N/cm².



Diametrul moletelor de extracție și de deviere se determină cu relația (1.26).

Diametrul moletelor de deviere la instalațiile de extracție mono și multicablu se ia, de obicei, egal cu acela al roții motoare.

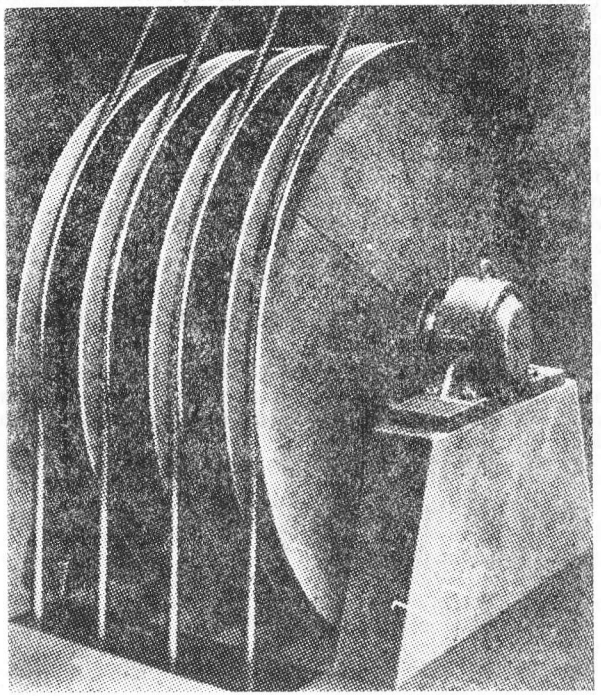


Fig. XXIII.36. Molete de deviere tip „placă" pentru instalații multicablu.

## 1.4. POZIȚIA INSTALAȚIILOR DE EXTRACȚIE FAȚĂ DE PUȚ

### 1.4.1. TURNURI DE EXTRACȚIE

Turnurile de extracție servesc pentru susținerea moletelor de deviere, a ghidajelor (inclusiv a ghidajelor curbe pentru descărcarea schipurilor și coliviilor basculante) și pentru montarea mașinilor de extracție amplasate în turn în cazul instalațiilor cu roată motoare.

Turnurile de extracție preiau sarcinile generate de tensiunile din cabluri, de greutatea lor proprie, de presiunea vîntului, precum și de greutatea mașinilor de extracție montate în turn.

În funcție de materialul din care sînt construite, turnurile de extracție pot fi din lemn, oțel, beton armat și mixte.

Turnurile de extracție din lemn se utilizează în faza de săpare a puțurilor și la instalațiile mici, cu durată de exploatare redusă a minei (sub 8 ani).

Turnurile de extracție din lemn și metalice utilizate în faza de săpare a puțurilor și la prospecțiuni geologice au fost tratate în secțiunea XIX din volumul III al prezentei lucrări.

Turnurile de extracție metalice se pot confecționa din profile laminate asamblate sub formă de ferme, în construcție sudată din tablă groasă de oțel sau prin combinația celor două variante.

În prezent există o mare varietate de forme ale turnurilor : metalice atît pentru o singură instalație cît și pentru două instalații, din beton armat sau de construcție combinată (fig. XXIII.37).

Turnul tip A (fig. XXIII.37, *a*) este executat dintr-o fermă metalică spațială și se caracterizează prin faptul că nu se sprijină de puț. Poate fi utilizat pentru o singură instalație sau pentru două, cu amplasarea moletelor la același nivel sau la nivele diferite.

Turnul metalic cu coloană de reazem și contrafort (fig. XXIII.37, *b*) permite, de asemenea, montarea în diferite poziții a moletelor și poate fi utilizat pentru una sau două instalații. În acest din urmă caz, dacă instalațiile sînt montate la 90° una față de alta, turnul necesită un al doilea contrafort.

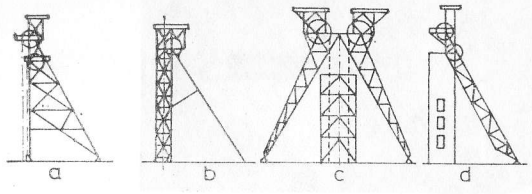
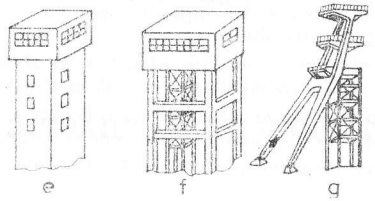



Fig. XXIII.37. Turnuri de extracție.




Turnurile piramidale (fig. XXIII.37, *c*) sînt folosite în cazul cînd puțul este deservit de două instalații amplasate diametral opus. Ele pot fi metalice sau din beton armat. În partea centrală turnul este completat de ghidajele metalice și dispozitivele de descărcare a vaselor de extracție.

Pentru instalațiile de extracție cu roți motoare montate în turn se folosesc turnuri de beton armat de construcție închisă (fig. 1.37, *e*) sau de construcție deschisă (fig. 1.37, *f*).



Ele sînt cu cca 20 % mai ieftine decît cele metalice, putînd fi utilizate mai rațional decît cele metalice de tip clasic, îndeplinind și rolul de casă a mașinii de extracție. Turnurile de construcție deschisă (pînă la nivelul acoperișului clădirii ce adăpostește compexul tehnologic al rampei) prezintă avantajul unei mase mai reduse.

În ultimul timp au apărut turnurile de construcție combinată din metal și beton (fig. 1.37, *d* și *g*), care se remarcă prin suplețe, cost și masă reduse.

Presiunea specifică admisibilă a turnurilor de extracție pe teren depinde de natura terenului : 15—20 N/cm² pentru pămînturi argiloase ; 15—45 N/cm² pentru pămînturi nisipoase ; pînă la 100 N/cm² pentru pămînturi stîncoase moi ; pînă la 200 N/cm² pentru gresii și calcare.

### 1.4.2. ELEMENTE GEOMETRICE CARE DEFINESC POZIȚIA INSTALAȚIEI

Așa cum s-a arătat mai sus, instalațiile de extracție pot fi amplasate în turnul de extracție deasupra puțului, sau lateral față de acesta. În acest din urmă caz se impune determinarea unor mărimi geometrice care definesc poziția instlațiilor de extracție față de puț.

**Determinarea înălțimii turnului de extracție.** Dacă instalația de extracție este echipată cu colivii nebasculante, iar moletele din turn sînt amplasate la același nivel (fig. XXIII.38, *a*), înălțimea turnului este dată de relația :

$$H_t = h_r + h_c + h_s + \frac{D_m}{2} \quad [\text{m}] \tag{1.28}$$

în care $h_r$ este înălțimea rampei de descărcare față de nivelul solului, m ; $h_c$ — înălțimea coliviei împreună cu dispozitivul de legare a cablului (pînă la clema superioară), m ; $h_s$ — spațiul de siguranță pentru cazul suprariducării coliviei ca urmare a unor erori de manevră, m (conform normelor de protecția muncii $h_s \geqslant 4$ m pentru $v \leqslant 3$ m/s și $h_s \geqslant 6$ m pentru $v > 3$ m/s ; $D_m$ — diametrul moletelor de extracție din turn, m.

În cazul instalațiilor de extracție cu o singură tobă, cu moletele de extracție montate la nivele diferite (fig. XXXIII.38, *b*), înălțimea turnului este :

$$H_t = h_r + h_c + h_s + h_m + \frac{D_m}{2} \quad [\text{m}] \tag{1.29}$$

unde $h_m$ este diferența de nivel între axele moletelor, m.

$$h_m = D_m + (1{,}0 \ldots 1{,}5) \quad [\text{m}] \tag{1.30}$$

În cazul instalațiilor de extracție cu roată motoare mono sau multicablu montată în turn, distanța $h_m$ între roata motoare și moleta de deviere se determină astfel încît unghiul de înclinare față de verticală a porțiunii de cablu deviat (egal cu unghiul de înfășurare a cablului pe moleta de deviere) să nu depășească 15°.

Pentru instalațiile de extracție cu două tobe, echipate cu schipuri, cu moletele de extracție din turn amplasate la același nivel, se utilizează relația :

$$H_t = h_b + h_{sch} + h_r + \frac{D_m}{2} \quad [\text{m}] \tag{1.31}$$

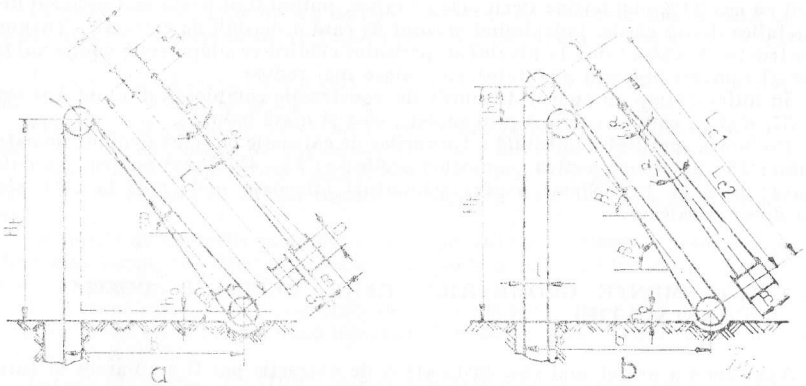



Fig. XXIII.38. Schema amplasării față de puț a instalațiilor de extracție montate pe sol :

*a* — instalație cu două tobe; *b* — instalație cu o tobă.

în care : $h_b$ este înălțimea silozului de primire, m ; $h_{sch}$ — înălțimea schipului, m ; $h_r$ — diferența de nivel între partea inferioară a ramei schipului și marginea silozului de primire, m (pentru schipuri cu închizător tip sector $h_r = 0{,}3$ m).

Pentru instalațiile de extracție cu roată motoare mono și multicablu montată în turn, echipate cu schipuri, înălțimea turnului este dată de relația :

$$H_t = h_b + h_{sch} + h_r + h_s + h_m + 0{,}75\,R \quad [\text{m}] \qquad (1.32)$$

în care $R$ este raza roții motoare, m.

**Lungimea corzii cablului.** Pentru evitarea unor oscilații periculoase ale corzii cablului, lungimea acesteia nu trebuie să depășească 60 m. În cazurile cînd datorită unor motive majore se depășește această lungime, se montează role de ghidare intermediare.

Distanța minimă între axa tobei și porțiunea verticală a cablului de extracție ce intră în puț (fig. XXIII.38) este :

$$b_{min} = 0{,}6\,H_t + 3{,}5 + D \quad [\text{m}] \qquad (1.33)$$

unde $H_t$ și $D$ se introduc în metri.

Se adoptă totdeauna $b \geq b_{min}$ (de obicei $b = 20 \ldots 40$ m) pentru a dispune de suficient spațiu în vederea montării contraforturilor.

Pentru o instalație de extracție cu două tobe, conform fig. XXIII.38, *a*, lungimea corzii cablului este :

$$L_c = \sqrt{(H_t - h_0)^2 + \left(b - \frac{D_m}{2}\right)^2} \quad [\text{m}] \qquad (1.34)$$

unde $h_0 = 0{,}4 \ldots 1{,}2$ m este înălțimea axului tobelor față de nivelul puțului.



În cazul instalațiilor de extracție cu o singură tobă (fig. XXIII.38, *b*) sau a instalațiilor de extracție cu roată motoare amplasată pe sol, cele două corzi au lungimi diferite :

$$L_{c1} = \sqrt{(H_t - h_0)^2 + \left(b - \frac{D_m}{2}\right)^2} \quad [\text{m}] \qquad (1.35)$$

$$L_{c2} = \sqrt{(H_t - h_m - h_0)^2 + (b - l)^2} \quad [\text{m}] \qquad (1.36)$$

unde $l$ este distanța între cele două ramuri ale cablului, m.

**Unghiul de înclinare a corzii cablului.** Conform fig. XXIII.38, *a* tangenta unghiului de înclinare a corzii este :

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{H_t - h_0}{b - \dfrac{D_m}{2}} \qquad (1.37)$$

Se recomandă ca unghiul de înclinare a corzii să fie cuprins între 35 și 50°. În cazul în care $\beta < 35°$, cablul provoacă solicitări foarte mari în contrafortul turnului, iar dacă $\beta > 50°$, nu există spațiu suficient pentru amplasarea contrafortului și totodată unghiul de înfășurare a cablului pe moletă este prea mare, intensificîndu-se uzura prin îndoire.

În cazul schemei de amplasare din fig. XXIII.38, *b*, se observă că

$$\operatorname{tg}\beta_1 = \frac{H_t - h_0}{b - \dfrac{D_m}{2}}; \qquad \operatorname{tg}\beta_2 = \frac{H_t - h_0 - h_m}{b - l - \dfrac{D_m}{2}} \qquad (1.38)$$

Atît $\beta_1$ cît și $\beta_2$ trebuie să se încadreze în limitele de mai sus.

**Unghiurile de deviere ale cablului.** Deoarece coarda cablului deviază față de poziția centrală în două direcții (spre bordura exterioară sau interioară a tobei) (fig. XXIII.38, *a*), la instalațiile de extracție cu două tobe se deosebesc unghiurile de deviere exterior $\alpha_e$ și interior $\alpha_i$ :

$$\operatorname{tg}\alpha_e = \frac{2B + a - s}{2L_c}; \qquad \operatorname{tg}\alpha_i = \frac{s - a}{2L_c} \qquad (1.39)$$

unde : $a$ este distanța între bordurile interioare ale tobelor (în cazul așezării în interior a genților de frînare $a = 0{,}57 \ldots 0{,}6$ m, iar în cazul așezării în exterior a genților $a = 0{,}05 \ldots 0{,}06$ m) ; $s$ — distanța dintre molete (distanța dintre axele celor două ramuri ale cablului în puț ($s = 1{,}5 \ldots 2$ m).

Atît unghiul $\alpha_e$ cît și $\alpha_i$ trebuie să fie mai mici de 1°30′ conform prescripțiilor, atît pentru evitarea frecărilor între spirele alăturate, cît și pentru excluderea pericolului căderii cablului de pe moletă.

La instalațiile de extracție cu o singură tobă (fig. XXIII.38, *b*) cele două unghiuri de deviere sînt egale :

$$\operatorname{tg}\alpha_e = \operatorname{tg}\alpha_i = \frac{B}{2L_{c2}} \qquad (1.40)$$

sau dacă se ține seama de cele trei spire de rezervă

$$\operatorname{tg} \alpha_e = \operatorname{tg} \alpha_i = \frac{0{,}5\ B - 3(d + \varepsilon)}{L_{c2}} \qquad (1.40,\ a)$$

Și în acest caz unghiul de deviere se limitează la 1°30′.

Dacă în urma calculelor se constată depășirea valorii limită, se modifică lungimea corzii prin adoptarea unei alte valori pentru mărimea $b$, sau eventual lățimea tobei.

## 1.5. CINEMATICA INSTALAȚIILOR DE EXTRACȚIE

**Capacitatea orară de extracție** (masa substanței minerale extrasă pe oră) este dată de relația :

$$Q_h = c\,\frac{A + a}{z n_s t_s} \qquad [\mathrm{t/h}] \qquad (1.41)$$

în care : $c$ este coeficientul de neuniformitate a extracției ; $c = 1{,}25 \ldots 1{,}35$ cînd puțul este deservit de o singură instalație ; $c = 1{,}1 \ldots 1{,}15$ cînd puțul este deservit de două instalații ; $A$ — producția anuală de substanță minerală, t ; $a$ — cantitatea de rocă sterilă ce trebuie extrasă pe an, t ; dacă nu se cunoaște cu exactitate, se poate considera aproximativ

$$a = (0{,}1 \ldots 0{,}15)\ A \qquad [\mathrm{t}] \qquad (1.42)$$

$z$ — numărul de zile lucrătoare într-un an ($z = 300$ sau 301 zile) ; $n_s$ — numărul de schimburi pe zi destinate extracției ; $t_s$ — numărul de ore pe schimb destinate extracției ($t_s = 6 \ldots 7$ ore).

*Numărul de curse* (ascensiuni) posibile de efectuat într-o oră este

$$n_c = \frac{3600}{T_c} \qquad (1.43)$$

unde : $T_c$ este durata unei curse, s.

$$T_c = T + t_0 \qquad [\mathrm{s}] \qquad (1.44)$$

$T$ — durata de mers în timpul unei ascensiuni a vasului de extracție, s ; $t_0$ — durata manevrei între două curse succesive, necesară descărcării vasului de extracție superior și încărcării celui inferior.

În cazul extracției cu colivii a substanței minerale, la un puț cu rampă bilaterală, *durata manevrei* se poate determina cu relația :

$$t_0 = n_e t_{01} + (n_e - 1)\, t_{02} + n_e t_{03} \qquad [\mathrm{s}] \qquad (1.45)$$

în care : $n_e$ este numărul etajelor ; $t_{01}$ — timpul necesar introducerii vagonetelor în colivie ($t_{01} = 10$ s pentru un singur vagonet pe etaj și $t_{01} = 15$ s pentru două vagonete pe etaj) ; $t_{02}$ — timpul necesar pentru schimbarea fiecărui etaj al coliviei ($t_{02} = 5$ s) ; $t_{03}$ — timpul cuprins între transmiterea semnalului și pornirea coliviei ($t_{03} = 5$ s).



Astfel, pentru cazul unei colivii cu două vagonete pe etaj, relația se poate scrie :

$$t_0 = 15 n_e + 5(n_e - 1) + 5 n_e = 20 n_e + 5(n_e - 1) \qquad [\mathrm{s}] \qquad (1.45,\ a)$$

Pentru colivii cu un etaj, cu un singur vagonet pe etaj $t_{01} = 10$ s în cazul deservirii mecanizate și $t_{01} = 20$ s în cazul deservirii manuale.

Pentru schipuri, durata perioadei de pauză între două curse se adoptă în funcție de capacitatea acestora :

| $V$ [m]$^3$ | 6 | 9 | 12 | 15 | 20—30 |
|---|---|---|---|---|---|
| $t_0$ [s] | 8 | 10 | 12 | 15 | 20—30 |

În cazul transportului de personal, pentru determinarea lui $t_0$ se utilizează relația :

$$t_0 = n_e m t_p + (n_e - 1) t_{02} + n_e t_{03} \qquad [\mathrm{s}] \qquad (1.46)$$

în care : $t_p$ este timpul necesar intrării în colivie (sau ieșirii) pentru fiecare persoană ($t_p = 2 \ldots 3$ s) ; $m$ — numărul de persoane transportate în fiecare etaj al coliviei (5 pers./m$^2$)

Dacă puțul are mai multe rampe de încărcare, relația (1.46) devine :

$$t_0 = \frac{1}{n_r}\,[n_e m t_p + (n_e - 1) t_{02} + n_e t_{03}] \qquad [\mathrm{s}] \qquad (1.46,\ a)$$

unde $n_r$ este numărul rampelor.

*Durata de mișcare a vasului în timpul unei ascensiuni* se aproximează prin relația :

$$T = \frac{H}{v_m} - t_0 \qquad [\mathrm{s}] \qquad (1.47)$$

în care : $H$ este adîncimea de extracție (inclusiv înălțimea rampei de descărcare), s ; $v_m$ — viteza medie de extracție, m/s.

$$v_m = \frac{v_{max}}{\alpha} \qquad [\mathrm{m/s}] \qquad (1.48)$$

$\alpha = 1{,}2 \ldots 1{,}15$ pentru colivii nebasculante ; $\alpha = 1{,}6 \ldots 1{,}25$ pentru colivii basculante ; $v_{max}$ — viteza maximă de extracție, m/s.

*Viteza maximă de extracție* pentru transportul substanței minerale se adoptă conform recomandărilor de mai jos :

$v_{max} = 6 \ldots 12$ m/s pentru puțuri cu intensitate medie de transport (8—12 ore/zi) ;

$v_{max} > 12$ m/s pentru puțuri cu intensitate mare de transport (peste 12 ore/zi)

Viteza maximă de extracție la transportul substanței minerale nu trebuie să depășească valoarea :

$$v_{max} \leqslant 0{,}8\sqrt{H} \qquad [\mathrm{m/s}] \qquad (1.49)$$

Conform normelor de protecția muncii, pentru transportul de personal viteza maximă de extracție nu trebuie să depășească 12 m/s.

Cunoscînd numărul de ascensiuni posibile, *sarcina utilă ce trebuie extrasă la o cursă* este :

$$Q_u = 1000\,\frac{Q_h}{n_c} \quad [\text{kg}] \tag{1.50}$$

*Volumul de substanță minerală extrasă la o ascensiune* este :

$$V_n = \frac{Q_u}{\gamma} \quad [\text{m}^3] \tag{1.51}$$

unde $\gamma$ este densitatea substanței minerale, kg/m³.

Cunoscînd acest volum, se poate alege tipul de vagonete, numărul lor, tipul coliviei sau capacitatea schipului, pentru extragerea cantității determinate de substanțe minerală.

### 1.5.1. CINEMATICA INSTALAȚIILOR DE EXTRACȚIE CU COLIVII NEBASCULANTE

La aceste instalații diagrama de variație în timp a vitezei (tahograma) are, în general, trei faze : *faza de accelerare*, cînd vasul de extracție încărcat pornește de la rampa inferioară din repaus și ajunge la viteza maximă la sfîrșitul acestei faze ; *faza de mers cu viteză constantă* (maximă) pînă în apropierea rampei de la suprafață (perioada de regim) ; *faza de decelerare* (întîrziere) sau de frînare, cînd viteza scade de la valoarea maximă la zero, în momentul cînd vasul de extracție ajunge la nivelul rampei de descărcare de la suprafață.

Valorile acceleraței $a_1$ și a decelerației $a_3$ recomandate de normele tehnice sînt :

— pentru transportul de substanță minerală și de materiale $a_1 \leqslant 0{,}8$ m/s² și $|a_3| \leqslant 1$ m/s² ;

— pentru transportul de personal $a_1 = |a_3| \leqslant 0{,}75$ m/s².

În multe cazuri și la transportul de substanță minerală se adoptă $a_1 = |a_3|$.

Astfel, perioada de mers în timpul unui ciclu de extracție este :

$$T = t_1 + t_2 + t_3 \quad [\text{s}] \tag{1.52}$$

unde : $t_1$ este durata fazei de accelerare, s ; $t_2$ — durata fazei de mers cu viteză constantă, s ; $t_3$ — durata fazei de decelerare, s.

În aceste faze ale ciclului de extracție, corespunzător duratelor $t_1$, $t_2$ și $t_3$, vasul de extracție parcurge spațiile $h_1$, $h_2$ și $h_3$ ;

$$H = h_1 + h_2 + h_3 \quad [\text{m}] \tag{1.53}$$

**Instalații de extracție acționate cu motor asincron.** Pentru aceste instalații diagramele de variație a vitezei și acceleraței sînt prezentate în fig. XXIII.39, *a*.

*Cazul cunoașterii mărimilor* : $H$, $T$, $a_1$ și $a_3$. În acest caz se consideră ca necunoscute : $v_{max}$, $t_1$, $t_2$, $t_3$ și $h_1$, $h_2$, $h_3$.



Viteza maximă de extracție este dată de relația :

$$v_{max} = TC - \sqrt{(TC)^2 - 2HC} \quad [\text{m/s}] \tag{1.54}$$

în care $C = \dfrac{a_1 a_3}{a_1 + a_3}$

În funcție de viteza maximă rezultată, se obțin celelalte elemente cinematice

$$t_1 = \frac{v_{max}}{a_1} ; \quad t_3 = \frac{v_{max}}{a_3} ; \quad t_2 = T - t_1 - t_3 \quad [\text{s}] \tag{1.55}$$

$$h_1 = \frac{t_1 v_{max}}{2} ; \quad h_2 = t_2 v_{max} ; \quad h_3 = \frac{t_3 v_{max}}{2} \quad [\text{m}] \tag{1.56}$$

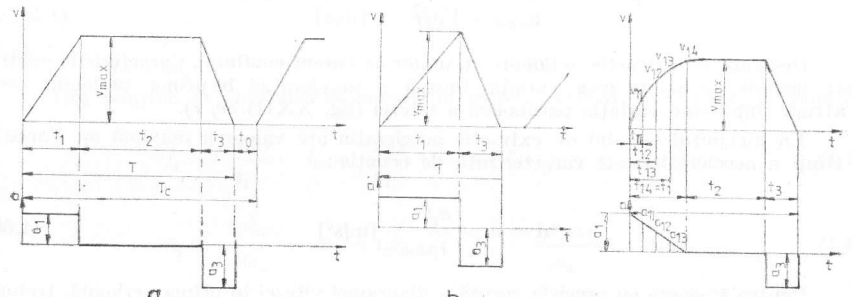



Fig. XXIII.39. Tipuri de tahograme la extracția cu colivii :
*a* — trapezoidală ; *b* — triunghiulară ; *c* — parabolică.

*Cazul cunoașterii mărimilor* : $H$, $T$, $v_{max}$ și $a_1$. În acest caz apar ca necunoscute : $t_1$, $t_2$, $t_3$, $h_1$, $h_2$, $h_3$ și $a_3$.

Din relațiile de dependență între elemente cinematice rezultă :

$$t_1 = \frac{v_{max}}{a_1} ; \quad t_2 = \frac{2H}{v_{max}} - T ; \quad t_3 = T - t_1 - t_3 \quad [\text{s}]$$

$$a_3 = \frac{v_{max}}{t_3} \quad [\text{m/s}^2] \tag{1.57}$$

*Cazul tahogramelor cu două faze.* La adîncimi de extracție mici, cum este cazul puțurilor oarbe, fazele de accelerare $t_1$ și de frînare $t_3$ se prelungesc în detrimentul fazei de mers uniform $t_2$. În cazul limită, dispare perioada $t_2$, tahograma trapezoidală transformîndu-se într-una triunghiulară (fig. XXIII.39, *b*).

Dacă se cunosc $H$, $T$, $a_1$ și $a_3$, celelalte elemente cinematice rezultă din relațiile :

$$v_{max} = \frac{2H}{T} \quad [\text{m/s}] \tag{1.58}$$

$$t_1 = \frac{v_{max}}{a_1}; \quad t_3 = \frac{v_{max}}{a_3} \quad [\text{s}]$$

$$h_1 = \frac{a_1 t_1^2}{2}; \quad h_3 = \frac{a_3 t_3^2}{2} \quad [\text{m}] \tag{1.59}$$

În cazul cînd $a_1 = |a_3| = a$, diagrama vitezei devine un triunghi isoscel. În acest caz

$$v_{max} = \sqrt{aH} \quad [\text{m/s}] \tag{1.58, a}$$

**Instalații de extracție acționate cu motor de curent continuu.** Caracteristic pentru acest gen de acționare este variația liniară a accelerației în prima perioadă, ceea ce atrage după sine variația parabolică a vitezei (fig. XXIII.39, *c*).

La începutul ciclului de extracție accelerația are valoarea maximă $a_1$. Variația în timp a accelerației este caracterizată de ecuația :

$$a = a_1 - \frac{a_1 t}{t_1} \quad [\text{m/s}^2] \tag{1.60}$$

Pentru trasarea cu precizia cerută a diagramei vitezei în prima perioadă, trebuie să se dispună de cel puțin 3—4 valori intermediare ale acesteia. Împărțind perioada $t_1$ într-un anumit număr de intervale de timp, se pot determina duratele $t_{11}$, $t_{12}$, ... $t_{14}$ (fig. XXIII.39, *c*).

Valorile intermediare ale accelerației vor fi :

$$a_{11} = a_1 - \frac{a_1 t_{11}}{t_1} \quad [\text{m/s}^2]$$

$$\cdots\cdots\cdots\cdots \tag{1.61}$$

$$a_{14} = a_1 - \frac{a_1 t_{14}}{t_1} = 0 \quad [\text{m/s}^2]$$

Legea de variație a vitezei este :

$$v = \int_0^t a \, dt = a_1 t - \frac{a_1 t^2}{2t} \quad [\text{m/s}] \tag{1.62}$$



Relația (1.62) reprezintă ecuația unei parabole, deci viteza în prima perioadă are o variație parabolică.

Înlocuind valoarea curentă a timpului, succesiv prin $t_{11}$, $t_{12}$, $t_{13}$, $t_{14}$, se obțin valorile intermediare ale vitezei, $v_{11}$, $v_{12}$, $v_{13}$, $v_{14}$.

Variația în timp a spațiului în prima perioadă este

$$h = \int_0^t v \, dt = \frac{a_1 t^2}{2} - \frac{a_1 t^3}{6t_1} \quad [\text{m}] \tag{1.63}$$

Pentru timpii $t_{11} \ldots t_{14}$, se obțin spațiile parcurse $h_{11} \ldots h_{14}$.

*Cazul cunoașterii mărimilor H, T, $a_1$ și $a_3$.* Viteza maximă de extracție este :

$$v_{max} = C_1 T - \sqrt{(C_1 T)^2 - 2HC_1} \quad [\text{m/s}] \tag{1.64}$$

unde $C_1 = \frac{3a_1 a_3}{3a_1 + 4a_3}$

Din relațiile de dependență cunoscute rezultă celelalte elemente cinematice :

$$t_1 = \frac{2v_{max}}{a_1}; \quad t_3 = \frac{v_{max}}{a_3}; \quad t_2 = T - t_1 - t_3 \quad [\text{s}] \tag{1.65}$$

$$h_1 = \frac{4v_{max}^2}{3a_1}; \quad h_2 = t_2 v_{max}; \quad h_3 = \frac{t_3 v_{max}}{a_3} \quad [\text{m}] \tag{1.66}$$

*Cazul cunoașterii mărimilor H, T, $v_{max}$ și $a_1$.* În acest caz duratele fazelor extracției vor fi :

$$t_1 = \frac{2v_{max}}{a_1}; \quad t_2 = \frac{2H}{v_{max}} - \frac{3T + t_1}{3}; \quad t_3 = T - t_1 - t_2 \quad [\text{s}] \tag{1.67}$$

Decelerația $a_3$ :

$$a_3 = \frac{v_{max}}{t_3} \quad [\text{m/s}^2] \tag{1.68}$$

Spațiile corespunzătoare parcurse de vasele de extracție se determină cu relațiile (1.66).

### 1.5.2. CINEMATICA INSTALAȚIILOR DE EXTRACȚIE CU SCHIPURI ȘI COLIVII BASCULANTE

Cinematica mișcării coliviilor basculante și a schipurilor se caracterizează prin existența uneia sau a două faze suplimentare în timpul cărora vasele de extracție se deplasează în interiorul ghidajelor de descărcare. Pentru evitarea sarcinilor dinamice mari

asupra turnului de extracție, deplasarea vaselor în interiorul ghidajelor se face cu viteză redusă.

Tahogramele utilizate au patru, cinci, chiar șase faze.

Mai jos se vor trece în revistă cîteva dintre tahogramele utilizate pentru schipuri și colivii basculante.

**Tahogramă cu cinci faze cu accelerații constante.** În timp ce schipul plin pornește în sens ascendent de la punctul de încărcare din subteran, schipul gol se deplasează în jos în interiorul ghidajelor.

Pentru menținerea la un nivel scăzut a solicitărilor dinamice, accelerația $a_0$ în timpul perioadei $t_0$ (fig. XXIII.40, *a*) nu trebuie să depășească 0,5 m/s² (după unii autori 0,3 ... 0,4 m/s²), iar viteza de ieșire a schipului din ghidaje $v_0 = 1 \ldots 2{,}5$ m/s.

După ieșirea vasului de extracție din ghidaje, mișcarea se desfășoară ca și în cazul unei tahograme trapezoidale. La sfîrșitul perioadei de frînare $t_3$ viteza $v_4$ de intrare a schipului în ghidaje nu trebuie să depășească 1 ... 1,5 m/s, decelerația $a_4$ avînd același domeniu de variație ca și accelerația $a_0$.

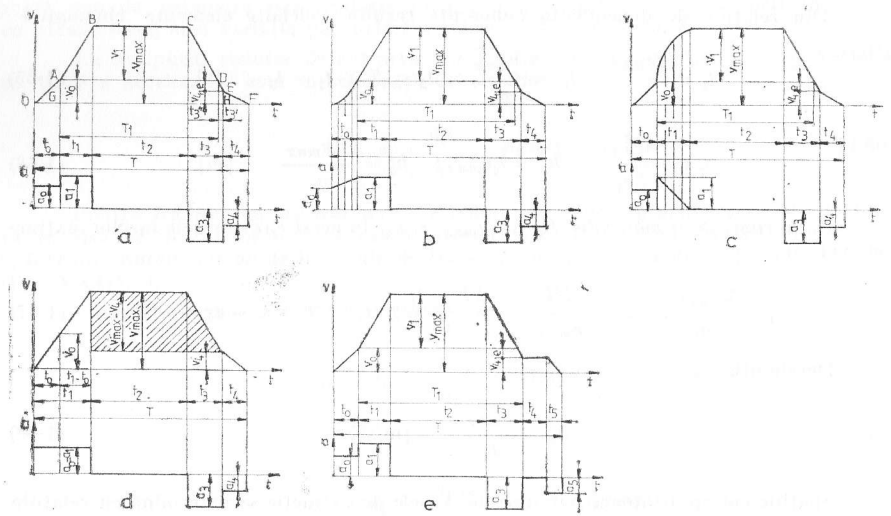



Fig. XXIII.40. Tipuri de tahograme la extracția cu schipuri.

Accelerația $a_1$ variază între limitele 0,5 și 0,8 m/s², iar decelerația $a_3$ între 0,5 și 1 m/s². Lungimea activă a barelor de ghidare este $h_0 = h_4 = 1{,}85 \ldots 2{,}3$ m.

Tahograma din fig. XXIII.40, *a*, cu accelerații constante și cu variația liniară a vitezei, este caracteristică acționărilor asincrone.



Fiind cunoscute $H$, $T$, $h_0$, $h_4$, $v_0$ și $v_4$, se pot determina ușor unele mărimi cinematice referitoare la părțile extreme ale tahogramei:

$$t_0 = \frac{2h_0}{v_0}; \quad t_4 = \frac{2h_4}{v_4} \quad [\text{s}] \tag{1.69}$$

$$a_0 = \frac{v_0}{t_0}; \quad a_4 = \frac{v_4}{t_4} \quad [\text{m/s}^2] \tag{1.70}$$

Partea centrală a tahogramei (suprafața $ABCD$) reprezintă o tahogramă trapezoidală cu trei faze, cu elemente determinate mai sus.

Se observă din figura că

$$v_1 = v_{max} - v_0 \quad [\text{m/s}] \tag{1.71}$$

Diferența de viteze ($e$) este

$$e = v_0 - v_4 \quad [\text{m/s}] \tag{1.72}$$

Timpul $t_3'$ în care viteza scade de la $v_0$ la $v_4$ este:

$$t_3' = \frac{v_0 - v_4}{a_3} = \frac{e}{a_3} \quad [\text{s}] \tag{1.73}$$

Mărimile $T_1$ și $H_1$ pot fi determinate cu relațiile:

$$T_1 = T - t_0 - t_3' - t_4 \quad [\text{s}] \tag{1.74}$$

$$H_1 = H - h_0 - T_1 v_0 - \frac{et_3'}{2} - t_3' v_4 - h_4 \quad [\text{m}] \tag{1.75}$$

Cunoscînd $T_1$, $H_1$, $a_1$ și $a_3$, viteza $v_1$ (viteza maximă pentru partea trapezoidală a tahogramei) se determină cu relația:

$$v_1 = T_1 C - \sqrt{(T_1 C)^2 - 2H_1 C} \quad [\text{m/s}] \tag{1.76}$$

în care

$$C = \frac{a_1 a_3}{a_1 + a_3}$$

Intrînd în posesia lui $v_1$ și utilizînd relațiile de mai sus, se recalculează valoric necunoscutele: $t_1$, $t_3''$, $t_2$, precum și $h_1$, $h_2$, $h_3$.

$$t_1 = \frac{v_1}{a_1}; \quad t_3 = \frac{v_1}{a_3}; \quad t_2 = T - t_1 - t_3 \quad [\text{s}] \tag{1.77}$$

Viteza maximă de extracție este:

$$v_{max} = v_1 + v_0 \quad [m/s] \tag{1.78}$$

Foarte răspîndită la extracția cu schipuri nebasculante este tahograma simetrică cu cinci faze, la care regimul de mișcare în ghidajele de descărcare a schipului gol la începutul ciclului de extracție și a schipului încărcat la sfîșitul extracției este același ($v_0 = v_4$).

**Tahogramă simetrică cu cinci faze, cu accelerație variabilă în prima fază.** Prin creșterea treptată a accelerației în timpul $t_0$ de ieșire a vasului gol din ghidaje, se scurtează faza $t_0$, ceea ce prezintă avantajul micșorării duratei ciclului de extracție.

Acest gen de tahogramă se utilizează, în general, pentru instalații de extracție cu vase basculante acționate cu motoare asincrone.

Crescînd liniar accelerația în perioada $t_0$ (fig.XXIII.40, *b*), forța de acționare se păstrează constantă, ceea ce reprezintă un alt avantaj al acestei tahograme, pe lîngă reducerea lui $t_0$.

Expresia ce caracterizează variația accelerației în perioada $t_0$ este:

$$a = a_0 + \frac{a_1 - a_0}{t_0} \quad [m/s^2] \tag{1.79}$$

Accelerația $a_0$ se adoptă conform recomandărilor de mai sus.

Viteza în perioada $t_0$ se determină cu relația:

$$v = \int_0^t a\,dt = a_0 t + \frac{a_1 - a_0}{2t_0} t^2 \quad [m/s] \tag{1.80}$$

Pentru $t = t_0$, se obține viteza $v_0$ care trebuie să se încadreze în domeniul de variație recomandat:

$$v_0 = a_0 t_0 + \frac{a_1 - a_0}{2t_0} t_0^2 = \frac{a_1 + a_0}{2} t_0 \quad [m/s] \tag{1.81}$$

Spațiul parcurs de vas la un moment dat este:

$$h = \int_0^t v\,dt = \frac{a_0 t^2}{2} + \frac{a_1 - a_0}{6t_0} t^3 \quad [m] \tag{1.82}$$

Pentru $t = t_0$, $h = h_0$:

$$h_0 = \frac{a_0 t_0^2}{2} + \frac{a_1 - a_0}{6t_0} t_0^3 = \frac{2a_0 + a_1}{6} t_0^2 \quad [m] \tag{1.83}$$

Dacă sînt date $h_0$, $a_0$ și $a_1$, durata fazei $t_0$ rezultă din expresia:

$$t_0 = \sqrt{\frac{6t_0}{2a_0 + a_1}} \quad [s] \tag{1.84}$$



**Tahogramă cu cinci faze cu variația accelerației în faza a doua.** Se utilizează în cazul instalațiilor de extracție cu schipuri nebasculante, acționate cu motoare de curent continuu.

Tahograma poate fi asimetrică ($v_0 > v_4$, fig. XXIII.40, *c*) sau simetrică ($v_0 = v_4$).

Accelerația la începutul perioadei $t_1$ este $a_1 = 0{,}8 \ldots 1{,}2$ m/s$^2$. Scăderea accelerației este caracterizată prin expresia (1.60), iar variația vitezei este dată de relația (1.62).

Partea centrală a tahogramei (fazele $t_1$, $t_2$ și $t_3$) este identică cu cea folosită la instalațiile de extracție cu vase nebasculante acționate cu motoare de curent continuu și în consecință se aplică aceleași relații de calcul.

**Tahogramă cu patru faze.** La instalațiile de extracție cu schipuri cu golire la partea inferioară, care funcționează la adîncimi relativ mici și cu viteze maxime reduse, se utilizează tahograme cu patru faze, cu accelerație constantă în toată perioada $t_1$ (fig. XXIII.40, *d*). Este important ca după parcurgerea distanței $h_0$ (la fîrșitul fazei $t_0$) viteza de ieșire a schipului din ghidaje să nu depășească 2,5 m/s.

La sfîrșitul fazei de accelerație $t_1$ schipul atinge viteza maximă de regim.

Cu excepția fazei de accelerare, tahograma cu patru faze este identică cu tahograma asimetrică în cinci faze (fig. XXIII.40, *a*).

La această tahogramă se consideră cunoscute $H$, $h_0$, $T$, $v_{max}$, $v_1$ și $v_4$.

Elementele cinematice ce caracterizează perioada de accelerare se determină cu relații cunoscute de la celelalte tahograme:

$$t_0 = \frac{2h_0}{v_0} \ [s]; \quad a_0 = \frac{v_0}{t_0} \ [m/s^2]; \quad h_1 = \frac{t_1 v_{max}}{2} \ [m]$$

Celelalte elemente cinematice sînt:

$$t_2 = \frac{1}{v_{max} - v_4}\left[2(H - h_1 - h_4) - (v_{max} + v_4)(T - t_1 - t_4)\right] \quad [s] \tag{1.86}$$

$$h_2 = t_2 v_{max} \quad [m]; \quad h_3 = \frac{v_{max} + v_4}{2} t_3 \quad [m] \tag{1.87}$$

$$a_3 = \frac{v_{max} - v_4}{t_3}; \quad a_4 = \frac{2h_4}{v_4} = \frac{2h_0}{v_4} \quad [m/s^2]$$

$$t_4 = \frac{2h_4}{v_4} = \frac{2h_0}{v_4} \quad [s]$$

**Tahogramă cu șase faze.** Tahogramele în șase faze (fig. XXIII.40, *e*) se utilizează pentru instalații de extracție cu vase basculante. Deoarece lungimea ghidajelor de descărcare la vasele basculante este relativ mare ($h_0 = h_4 = 4 \ldots 8$m), se prevede mișcarea vaselor în perioada $t_4$ cu viteză constantă redusă ($v_4 = 0{,}5 \ldots 1$ m/s) cu scopul reducerii sarcinilor dinamice. Decelerația $a_5$ se adoptă în limitele 0,2 ... 0,25 m/s$^2$. Viteza $v_0$ de ieșire a vasului gol din ghidaje nu depășește 2,5 m/s.

Viteza maximă precum și elementele cinematice în fazele $t_0$, $t_1$, $t_2$ și $t_3$ se determină ca și în cazul tahogramei asimetrice cu cinci faze, cu accelerații constante.

Intrarea vasului plin în ghidaje, la sfîrșitul ciclului de extracție, este caracterizată prin relațiile :

$$t_5 = \frac{v_4}{a_5} \quad [s] \tag{1.88}$$

$$h_5 = \frac{v_4 t_5}{2} \quad [m] \tag{1.89}$$

$$t_4 = \frac{h_0 - h_5}{v_4} = \frac{1}{2v_4}\left(\frac{v_0^2}{a_0} - \frac{v_4^2}{a_5}\right) \quad [s] \tag{1.90}$$

Determinarea vitezei maxime precum și a celorlalte elemente cinematice în fazele $t_0$, $t_1$, $t_2$ și $t_3$ se face ca și în cazul tahogramei din fig. XXIII.40, *a*.

## 1.6. DINAMICA INSTALAȚIILOR DE EXTRACȚIE

### 1.6.1. INSTALAȚII DE EXTRACȚIE CU VASE NEBASCULANTE

**Ecuația dinamică generală.** Variația parametrilor cinematici în timpul unui ciclu de extracție atrage după sine variația momentului de rotație, în consecință, și a forțelor la periferia organului de antrenare a cablului.

Momentul motor la arborele organului de înfășurare este echilibrat de momentele forțelor statice, de frecare și a celor dinamice :

$$M = M_{st} + M_{fr} + M_d \tag{1.91}$$

unde : $M$ este momentul motor ;
$M_{st}$ — momentul static ;
$M_{fr}$ — momentul forțelor de frecare ;
$M_d$ — momentul dinamic.

Ținînd seama de faptul că brațul forțelor ce acționează la periferia organului de înfășurare este raza $R$ a acesuia, expresia (1.91) se poate transcrie și în funcție de forțe :

$$F = F_{st} + F_{fr} + F_d \tag{1.92}$$

unde $F_{st}$, $F_{fr}$ și $F_d$ sînt corespunzător forțele statice, de frecare și dinamice, reduse la periferia organului de înfășurare.

Forțele dinamice pentru organe de înfășurare cu rază constantă sînt :

$$F_d = a\Sigma m \tag{1.93}$$

unde $a$ este accelerația ;
$\Sigma m$ — suma meselor în mișcare, redusă la periferia organului de înfășurare.

*Determinarea forțelor statice.* Considerînd vasele de extracție într-o poziție intermediară, la distanța $x$ față de cele două rampe (fig. XXIII.41), forța statică la periferia



organului de înfășurare este diferența dintre forța din cablu pe ramura plină $F_{pl}$ și cea din ramura goală $F_g$ :

$$F_{st} = F_{pl} - F_g \quad [N] \tag{1.94}$$

Dacă se consideră că greutatea celor două ramuri ale cablului aflate deasupra puțului sînt egale, forțele pe ramuri sînt :

$$F_{pl} = [Q_u + Q_c + Q_v + q(H - x) + q_1 x]g \quad [N] \tag{1.95}$$

$$F_g = [Q_c + Q_v + qx + q_1(H - x)]g \quad [N] \tag{1.96}$$

Făcînd diferența lor, se obține :

$$F_{st} = [Q_u + (q - q_1)(H - 2x)]g \quad [N] \tag{1.94, a}$$

unde $q_1$ este masa pe unitatea de lungime a cablului de echilibru, kg/m.

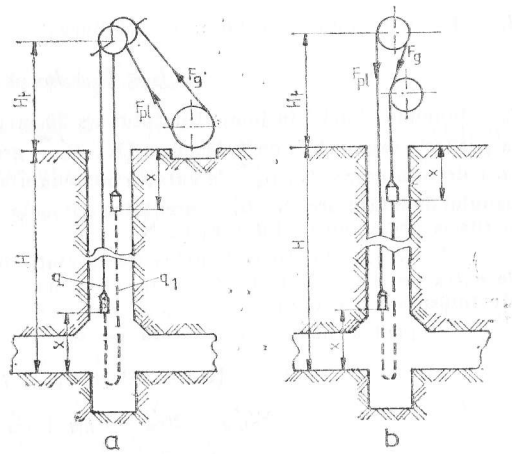



Fig. XXIII.41. Scheme de determinare a eforturilor statice de lucru

*Determinarea forțelor de frecare.* Datorită faptului că rezistențele multiple de frecare și aerodinamice nu pot fi caracterizate cu precizie prin relații analitice, în prezent se recomandă aproximarea lor printr-un coeficient :

$$F_{fr} = k' Q_u g \quad [N] \tag{1.97}$$

unde : $k' = 0{,}2$ pentru instalațiile cu colivii ; $k' = 0{,}15$ pentru instalațiile cu schipuri (datorită fundului plat, coliviile prezintă rezistențe aerodinamice mai mari decît schipurile).

*Determinarea forțelor dinamice.* Forțele dinamice se pot determina dacă se cunoaște suma tuturor maselor în mișcare redusă la periferia organului de înfășurare $\Sigma m$ :

$$\Sigma m = \frac{\Sigma G_{tr} + \Sigma G'_{rot}}{g} \tag{1.98}$$

unde : $\Sigma G_{tr}$ este suma greutății elementelor în mișcare de translație, N ;

$\Sigma G'_{rot}$ — suma greutății elementelor în mișcare de rotație, redusă la periferia organului de înfășurare, N.

Pentru o instalație de extracție cu două tobe (fig. XXIII.41, *a*) suma greutăților este :

$$\Sigma G_{tr} = [Q_u + 2(Q_c + Q_v) + 2gl + q_1 l_1]g \quad [N] \tag{1.99}$$

$$\Sigma G'_{rot} = 2G'_m + 2G'_t + G'_a + G'_r \quad [N] \tag{1.100}$$

unde : $l$ este lungimea totală a unei ramuri a cablului de extracție, m :

$$l \approx H + H_t + L_c + l_1 + 3\pi D \quad [m]$$

$l_1$ — lungimea totală a cablului de echilibru ;

$$l_1 \approx H + l_b \quad [m]$$

$l_b$ — lungimea buclei în jompul puțului ($\approx$ 30 m) ; $G'_m$ — greutatea unei molete redusă la periferia organului de înfășurare, N ; $G'_t$ — greutatea unei tobe redusă la diametrul de înfășurare, N ; $G'_a$ — greutatea angrenajului (dacă există) redusă la periferia organului de înfășurare, N ; $G'_r$ — greutatea rotorului motorului de extracție redusă la periferia organului de înfășurare ; N.

În cazul instalațiilor de extracție cu roată motoare montată pe sol sau în turnul de extracție (fig. XXIII.41, *b*), relațiile de mai sus se modifică în funcție de schema de înfășurare a cablului :

— pentru instalația montată pe sol

$$\Sigma G_{tr} = [Q_u + 2(Q_c + Q_v) + ql + q_1 l_1]g \quad [N] \tag{1.99, $a$}$$

$$\Sigma G'_{rot} = 2G'_m + G'_{RM} + G'_a + G'_r \quad [N] \tag{1.100, $a$}$$

$$l \approx H + 2(H_t + L_c) \quad [m]$$

$G'_{RM}$ — greutatea roții motoare redusă la periferia ei, N ;

— pentru instalația montată în turn (fig. XXIII.41, *b*), $G'_{rot}$ se calculează cu relația (1.99, *a*), unde

$$l \approx H + 2H_t \quad [m]$$

iar

$$\Sigma G'_{rot} = G'_m + G'_{RM} + G'_a + G'_r \quad [N] \tag{1.100, $b$}$$



În cazul cînd nu se cunoaște momentul volant ($GD^2$) al elementelor în rotație, greutatea lor redusă la periferia organului de înfășurare se poate aproxima cu următoarele relații :

— molete cu căptușeală de lemn

$$G'_m \approx 1500\ D_m^2 \quad [N] \tag{1.101}$$

— molete cu căptușeală metalică

$$G'_m \approx 1750\ D_m^2 \quad [N] \tag{1.102}$$

— molete cu construcție ușoară

$$G'_m \approx 900\ D_m^2 \quad [N] \tag{1.103}$$

— tobă cilindrică (la instalații cu două tobe)

$$G'_t \approx (1320 + 750\ B)D^2 \quad [N] \tag{1.104}$$

— tobă cilindrică simplă

$$G'_t \approx (1400 + 750B)D^2 \quad [N] \tag{1.105}$$

— roată motoare cu obadă lată în execuție turnată

$$G'_{RM} \approx 6000\ D^2 \quad [N] \tag{1.106}$$

— roată motoare obișnuită în execuție turnată

$$G'_{RM} \approx 2800\ D^2 \quad [N] \tag{1.107}$$

— roată motoare lată în execuție sudată

$$G'_{RM} \approx 3000\ D^2 \quad [N] \tag{1.108}$$

— roată motoare îngustă în execuție sudată

$$G'_{RM} \approx 1200\ D^2 \quad [N] \tag{1.109}$$

În relațiile de mai sus mărimile se introduc în metri.

În cazul în care se cunoaște momentul volant al elementelor în mișcare de rotație, pentru determinarea greutăților reduse ale acestora se folosesc relațiile :

— molete, tobe, roți motoare

$$G' = \frac{(GD^2)}{D^2} \quad [N] \tag{1.110}$$

în care ($GD^2$) este momentul volant al moletei, al tobei sau al roții motoare, Nm$^2$.

În tabelul XXIII.12 sînt prezentate momentele volant pentru diferite organe de înfășurare și de deviere ;

*Tabelul XXIII.12*

**Momentul volant pentru diferite organe de deviere și de înfășurare**

| Organul de deviere sau de înfășurare | Diametrul [m] | Lățimea [m] | Masa [kg] | Momentul volant $GD^2$ [Nm²] |
|---|---|---|---|---|
| Molete monocablu | 3,0 | — | 1500 | 90000 |
| | 4,0 | — | 2200 | 250000 |
| | 5,0 | — | 3800 | 600000 |
| | 6,0 | — | 5200 | 1300000 |
| | 7,0 | — | 7700 | 1750000 |
| | 7,5 | — | 9100 | 2000000 |
| Molete pentru 4 cabluri | 4,5 | — | 11700 | 1600000 |
| Tobe cilindrice | 2,7 | 3,15 | 16300 | 800000 |
| | 3,2 | 2,60 | 14000 | 950000 |
| | 3,2 | 3,65 | 23400 | 1300000 |
| | 3,8 | 3,00 | 22100 | 1800000 |
| | 4,0 | 3,20 | 26000 | 2700000 |
| | 4,0 | 3,55 | 30000 | 3500000 |
| | 5,0 | 3,50 | 70500 | 9200000 |
| | 7,2 | 4,25 | 86000 | 28500000 |
| Roți motoare | 3,0 | — | 2500 | 180000 |
| | 4,0 | — | 4000 | 450000 |
| | 5,0 | — | 6500 | 1000000 |
| | 6,0 | — | 12000 | 2100000 |
| | 6,5 | — | 15000 | 3400000 |
| | 7,0 | — | 21000 | 4800000 |
| Roți motoare pentru 4 cabluri | 3,0 | — | — | 1900000 |
| | 4,0 | — | — | 3500000 |
| | 5,0 | — | 40500 | 5850000 |
| | 5,5 | — | — | 10100000 |

— rotorul motorului de extracție

$$G_r' = \frac{(GD^2)_r \cdot i^2}{D^2} \quad [N] \tag{1.111}$$

unde $(GD^2)_r$ este momentul volant al motorului, Nm² (pentru calcule orientative pot fi utilizate valorile din fig. XXIII.42);

$i$ — raportul de transmisie între motor și organul de înfășurare;

$$i = \frac{\omega_r}{\omega} = \frac{n_r}{n} \tag{1.112}$$

$\omega_r$, $n_r$ sînt respectiv viteza unghiulară și turația rotorului; $\omega$, $n$ — viteza unghiulară și turația organului de înfășurare a cablului.



Momentul volant al rotorului se obține din cataloagele uzinelor constructoare, în funcție de puterea motorului de acționare. În acest scop, orientativ, pentru determinarea puterii de acționare se poate utiliza relația:

$$P = k_d \frac{k \cdot Q_u \cdot gH}{1000\ T\eta_a} \quad [kW] \tag{1.113}$$

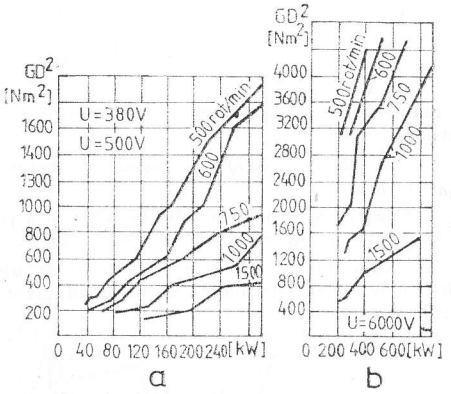



Fig. XXIII.42. Momentul volant al unor motoare electrice asincrone:
*a* — pentru tensiuni de 380 și 500 V; *b* — pentru tensiunea de 6000 V.

în care: $k = 1 + k'$ ($k'$ conform celor precizate mai sus); $k_d$ — coeficient ce caracterizează regimul dinamic al instalației ($k_d = 1{,}4 \ldots 1{,}6$ pentru instalații cu colivii; $k_d = 1{,}2 \ldots 1{,}4$ pentru instalații cu schipuri; $k_d = 1{,}8 \ldots 2{,}2$ pentru instalații în faza de săpare a puțului); $\eta_a$ — randamentul angrenajului ($\eta_a = 0{,}92$ în cazul unei singure trepte de transmisie; $\eta_a = 0{,}85$ în cazul a două trepte de transmisie).

Pentru $i \leqslant 15$ se folosește de obicei o singură treaptă, iar pentru $i > 15$ se adoptă două trepte de transmisie.

Greutatea redusă la periferia organului de înfășurare a angrenajului reductor se consideră:

— pentru o singură treaptă de transmisie

$$G_a' = 0{,}25\ G_r' \quad [N] \tag{1.114}$$

— pentru două trepte de transmisie

$$G_a' = 0{,}4\ G_r' \quad [N] \tag{1.115}$$

Însumînd forțele statice, de frecare și dinamice explicitate, forța rezultantă la periferia organului de înfășurare este:

$$F = [kQ_u + (q - q_1)(H - 2x)]\, g \pm a\Sigma m \quad [N] \tag{1.116}$$

unde $k = 1{,}2$ pentru colivii și $k = 1{,}15$ pentru schipuri. Relația (1.116) se numește *ecuația dinamică generală a unei instalații de extracție* avînd organe de înfășurare cu rază constantă și vase nebasculante.

**Variația forțelor și a puterilor în cazul acționării cu motor asincron.** *Instalații neechilibrate* ($q_1 = 0$). Punînd condiția $q_1 = 0$ (instalația nu are cablu de echilibru), ecuația (1.116) va căpăta forma particularizată pentru aceste instalații:

$$F = [kQ_u + q(H - 2x)]g \pm a\Sigma m \qquad [\text{N}] \qquad (1.116, a)$$

Puterea necesară pentru acționare, la un moment dat, se determină cu relația cunoscută:

$$P = \frac{F \cdot v}{1000} \qquad [\text{kW}] \qquad (1.117)$$

în care $v$ este viteza periferică a organului de înfășurare (viteza de deplasare a încărcăturilor), m/s.

În relația (1.117) s-a considerat motorul cuplat direct cu organul de înfășurare ($\eta_a = 1$).

Pentru a obține variația forțelor și a puterilor, se impune determinarea acestora la începutul și la sfîrșitul fiecărei perioade.

Numerotînd punctele caracteristice ale diagramei accelerației (începuturile și sfîrșiturile fiecărei perioade), se obțin punctele 1—6 (fig. XXIII.43, *a*), pentru care condițiile caracteristice sînt:

1. $a = a_1$; $x = 0$; $v = 0$

$$F_1 = [kQ_u + qH]g + a_1\Sigma m; \quad P_1 = \frac{F_1 v}{1000}$$

2) $a = a_1$; $x = h_1$; $v = v_{max}$

$$F_2 = [kQ_u + q(H - 2h_1)]g + a_1\Sigma m; \quad P_2 = \frac{F_2 v_{max}}{1000}$$

3) $a = 0$; $x = h_1$; $v = v_{max}$

$$F_3 = [kQ_u + q(H - 2h_1)]g; \quad P_3 = \frac{F_3 v_{max}}{1000}$$

4) $a = 0$; $x = h_1 + h_2$; $v = v_{max}$

$$F_4 = kQ_u g + q[H - 2(h_1 + h_2)]g; \quad P_4 = \frac{F_4 v_{max}}{1000}$$

5) $a = -a_3$; $x = h_1 + h_2$; $v = v_{max}$

$$F_5 = kQ_u g + q[H - 2(h_1 + h_2)]g - a_3\Sigma m; \quad P_5 = \frac{F_5 v_{max}}{1000}$$



6) $a = -a_3$; $x = h_1 + h_2 + h_3 = H$; $v = 0$

$$F_6 = (kQ_u - qH)g - a_3\Sigma m; \quad P_6 = \frac{F_6 v}{1000} = 0$$

Reprezentînd valorile obținute pentru forțe și puteri în funcție de timp, se obțin diagramele în trepte descendente din fig. XXIII.43, *a*.

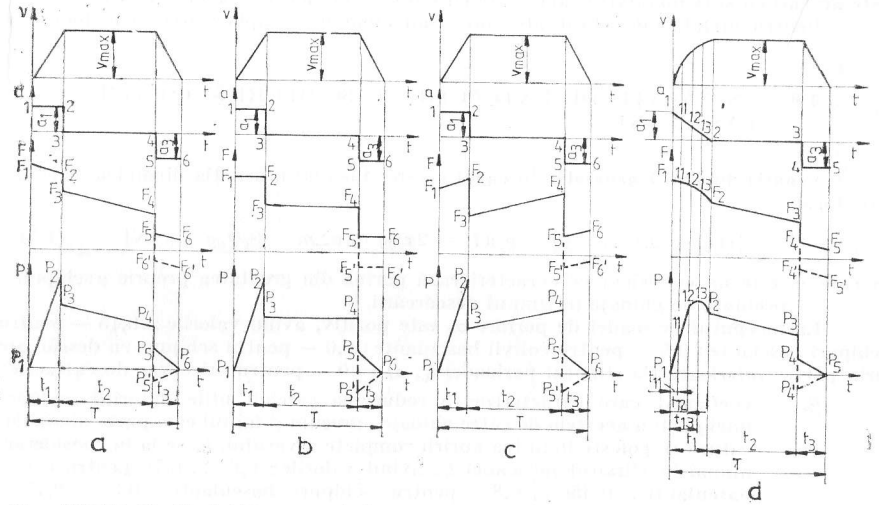



Fig. XXIII.43. Variația parametrilor cinematici și dinamici în timpul unui ciclu de extracție cu colivii nebasculante.

În unele cazuri în perioada $t_3$ forțele periferice pot deveni negative ($F_{5'}$ și $F_{6'}$), ceea ce atrage după sine și o putere negativă. În această situație, în perioada de frînare motorul de acționare nu este solicitat.

*Instalații echilibrate static* ($q_1 = q$). Forma particulară a ecuației dinamice generale în acest caz va fi:

$$F = kQ_u g \pm a\Sigma m \qquad (1.116, b)$$

Se remarcă faptul că la aceste instalații poziția vaselor de extracție în puț nu influențează forțele periferice și, ca urmare, nici puterea de acționare.

Procedînd ca și în cazul instalațiilor neechilibrate și ținînd seama că parametrii punctelor caracteristice rămîn aceiași, se determină forțele periferice și puterile corespunzătoare (fig. XXIII.43, *b*).

*Instalații echilibrate dinamic* ($q_1 > q$). Punînd această condiție, ecuația dinamică rămîne sub forma sa inițială.

Repetînd raționamentul pentru aceleași puncte caracteristice, se obțin diagramele din fig. XXIII.43, *c*.

Acest caz ($q_1 > q$) apare relativ frecvent la instalațiile de extracție cu schipuri și se caracterizează printr-o variație într-un domeniu mai restrîns atît a forțelor cît și a puterilor.

*Instalații acționate cu motor de curent continuu.* Păstrînd aceeași împărțire a perioadei de accelerare în subintervale ca și la cinematica instalației și cunoscînd accelerațiile $a_{11} \dots a_{14}$, vitezele $v_{11} \dots v_{14}$ și spațiile $h_{11} \dots h_{14}$ se determină forțele $F_{11} \dots F_{14}$ și puterile $P_{11} \dots P_{14}$ pentru perioada $t_1$. Variația acestor mărimi pentru perioadele $t_2$ și $t_3$ este aceeași ca și la instalațiile acționate cu motor asincron (fig. XXIII.43, *d*).

Pentru instalațiile echilibrate static sau dinamic, se aplică aceeași metodologie.

## 1.6.2. INSTALAȚII DE EXTRACȚIE CU SCHIPURI ȘI COLIVII BASCULANTE

**Ecuația dinamică generală.** În cazul acestor instalații, ecuația dinamică generală are forma :

$$F = [kQ_u \pm \alpha_c Q_{sch} + (q - q_1)(H - 2x)]g \pm a\Sigma m - \beta_c Q_u g \quad [\text{N}] \qquad (1.118)$$

în care $\alpha_c$ este un coeficient ce caracterizează partea din greutatea proprie a schipului, preluată de ghidaje în timpul descărcării.

La începutul perioadei de pornire $\alpha_c$ este pozitiv, avînd valorile : 0,15 — pentru schipuri basclante ; 0,5 — pentru colivii basculante ; 0,0 — pentru schipuri cu descărcare prin partea inferioară (la sfîrșitul perioadei $t_0$, $\alpha_c = 0$ — pentru orice vas de extracție).

$\beta_c$ — coeficient care caracterizează reducerea sarcinii utile datorită preluării unei părți a acesteia de către ghidaje, precum și faptul că o parte din încărcătură se golește înaintea opririi complete a vasului. $\beta_c$ se ia în considerare numai la sfîrșitul perioadei $t_4$, avînd valorile : 0,6 ... 0,75 pentru colivii basculante ; 0,45 ... 0,8 — pentru schipuri basculante ; 0,3 ... 0,75 — pentru schipuri cu descărcare prin partea inferioară.

**Variația forțelor și a puterilor de acționare.** În cazul instalațiilor neechilibrate, ecuația generală are aspectul :

$$F = [kQ_u \pm \alpha_c Q_{sch} + q(H - 2x)]\, g \pm a\Sigma m - \beta_c Q_u g \quad [\text{N}] \qquad (1.118, a)$$

Se va exemplifica calculul variației forțelor și a puterilor în cazul unei tahograme cu cinci faze, cu accelerații constante (fig. XXIII.44, *a*).

În punctele caracteristice ale diagramei accelerației, vor fi :

1) $a = a_0$ ; $x = 0$ ; $v = 0$ ; $\alpha_c > 0$ ; $\beta_c = 0$

$$F_1 = [kQ_u + \alpha_c Q_{sch} + qH]g + a_0\Sigma m ; \quad P_1 = \frac{F_1 v}{1000} = 0$$

2) $a_0 = a$ ; $x = h_0$ ; $v = v_0$ ; $\alpha_c = 0$ ; $\beta_c = 0$

$$F_2 = [kQ_u + q(H - 2h_0)]g + a_0\Sigma m ; \quad P_2 = \frac{F_2 v_0}{1000}$$



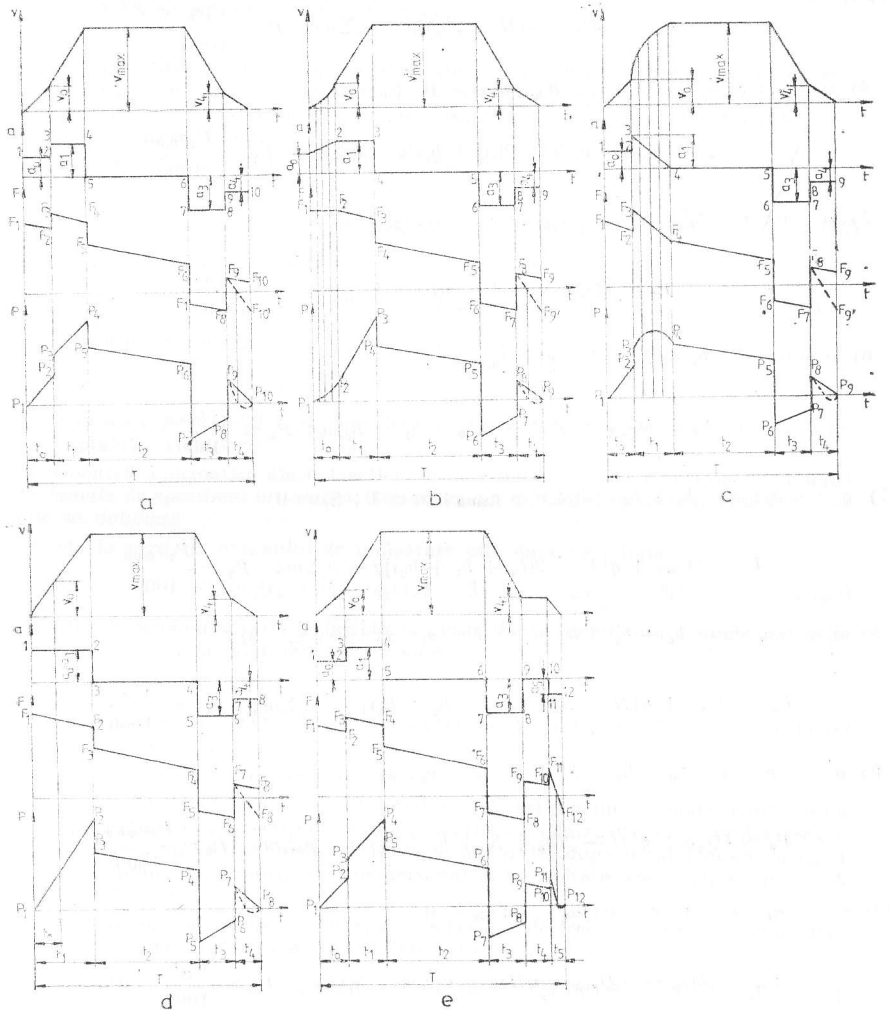



Fig. XXIII.44. Variația parametrilor cinematici și dinamici în timpul unui ciclu de extracție cu schipuri.

3) $a = a_1$; $x = h_0$; $v = v_0$; $\alpha_c = 0$; $\beta_c = 0$

$$F_3 = [kQ_u + q(H - 2h_0)]g + a_1\Sigma m; \quad P_3 = \frac{F_3 v_0}{1000}$$

4) $a = a_1$; $x = h_0 + h_1$; $v = v_{max}$; $\alpha_c = 0$; $\beta_c = 0$

$$F_4 = kQ_u g + q[H - 2(h_0 + h_1)]g + a_1\Sigma m; \quad P_4 = \frac{F_4 v_{max}}{1000}$$

5) $a = 0$; $x = h_0'' + h_1$; $v = v_{max}$; $\alpha_c = 0$; $\beta_c = 0$

$$F_5 = kQ_u g + q[H - 2(h_0 + h_1)]g; \quad P = \frac{F_5 v_{max}}{1000}$$

6) $a = 0$; $x = h_0 + h_1 + h_2$; $v = v_{max}$; $\alpha_c = 0$; $\beta_c = 0$

$$F_6 = kQ_u g + q[H - 2(h_0 + h_1 + h_2)]g; \quad P_6 = \frac{F_6 v_{max}}{1000}$$

7) $a = -a_3$; $x = h_0 + h_1 + h_2$; $v = v_{max}$; $\alpha_c = 0$; $\beta_c = 0$

$$F_7 = kQ_u g + q[H - 2(h_0 + h_1 + h_2)]g - a_3\Sigma m; \quad P_7 = \frac{F_7 v_{max}}{1000}$$

8) $a = -a_3$; $x = h_0 + h_1 + h_2 + h_3$; $v = v_4$; $\alpha_c = 0$; $\beta_c = 0$;

$$F_8 = kQ_u g + g[H - 2(h_0 + h_1 + h_2 + h_3)]g - a_3\Sigma m; \quad P_8 = \frac{F_8 v_{max}}{1000}$$

9) $a = -a_4$; $x = h_0 + h_1 + h_2 + h_3$; $v = v_4$; $\alpha_c = 0$; $\beta_c = 0$

$$F_9 = kQ_u g + q[H - 2(h_0 + h_1 + h_2 + h_3)]g - a_4\Sigma m; \quad P_9 = \frac{F_9 v_{max}}{1000}$$

10) $a = -a_4$; $x = 4$; $v = 0$; $\alpha_c < 0$; $\beta_c < 0$

$$F_{10} = [kQ_u - \alpha_c Q_{sch} - qH]g - a_4\Sigma m - \beta_c Q_u g; \quad P_{10} = \frac{F_{10} v}{1000} = 0$$

Pentru celelalte tipuri de tahograme variația forțelor și a puterilor este prezentată în cadrul figurilor XXIII.44, *b*, *c*, *d*, *e*.

În cazul instalațiilor echilibrate static sau dinamic, procedeul aplicat este același.



## 1.6.3. DINAMICA INSTALAȚIILOR DE EXTRACȚIE CU UN SINGUR VAS ȘI CU CONTRAGREUTATE

Contragreutatea, având o formă adecvată, circulă într-un compartiment cu secțiune redusă a puțului și are rolul de a echilibra greutatea proprie a vasului de extracție. Astfel, la instalațiile cu roată motoare apare posibilitatea tăierii probelor din cablu și a extracției de la diferite orizonturi.

Mărimea contragreutății este dată de relațiile :

— pentru instalații cu o colivie

$$Q_{cg} = Q_c + 0{,}5(Q_u + Q_v) \quad [\text{kg}] \tag{1.119}$$

— pentru instalații cu un schip

$$Q_{cg} = Q_{sch} + 0{,}5Q_u \quad [\text{kg}] \tag{1.120}$$

— pentru transportul exclusiv al personalului într-o colivie

$$Q_{cg} = Q_c + 0{,}5Q_p \quad [\text{kg}] \tag{1.121}$$

unde $Q_p$ este masa personalului (se consideră 5 persoane a 80 kg fiecare pentru un $m^2$ suprafață a coliviei).

Elementele cinematice ale extracției se determină ca și la o instalație cu două vase, în funcție de specificul instalației, ținînd seama de faptul că durata unui ciclu de extracție se dublează.

Forța la periferia organului de înfășurare este dată de relația :

$$F = [0{,}950\, Q_u + (q - q_1)(H - 2x)]\, g \pm a\Sigma m \quad [\text{N}] \tag{1.122}$$

Pentru determinarea variației forțelor și a puterilor în timpul unui ciclu de extracție se procedează ca și la instalațiile cu două vase.

## 1.6.4. PARTICULARITĂȚILE DINAMICII EXTRACȚIEI PRIN PUȚURI ÎNCLINATE

Elementee cinematice în cazul extracției prin puțuri și plane înclinate se determină ca și în cazul extracției pe verticală : coliviile platformă pentru vagonete se deplasează după o tahogramă cu trei perioade, în timp ce schipurile după o tahogramă cu cinci perioade. Se impune ca la transportul de personal să se limiteze accelerațiile : $a_1 \leqslant 0{,}5$ m/s$^2$ ; $|a_3| \leqslant 0{,}5$ m/s$^2$.

Ținînd seama de forțele statice (fig. XXIII.45) de frecare și de cele dinamice, ecuația generală dinamică ale acestor instalații este :

$$F = \{[Q_u + 2(Q_c'' + Q_c)]w + qLf\}g\cos\beta + [Q_u + q(L - 2x)]g\sin\beta + k'Q_u g \pm a\Sigma m \quad [\text{N}] \tag{1.123}$$

în care $k' = 0{,}1$ este coeficient ce caracterizează frecările vaselor de extracție cu aerul (de celelalte forțe de frecare s-a ținut seama prin $w$ și $f$).

Variația forțelor și a puterilor se determină după procedeul cunoscut.

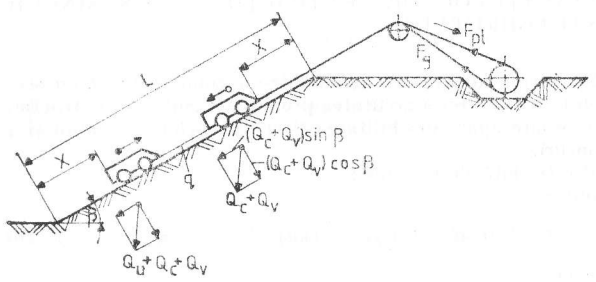



Fig. XXIII.45. Schema de determinare a forțelor la extracția prin puțuri înclinate.

### 1.6.5. PARTICULARITĂȚILE DINAMICII INSTALAȚIILOR DE EXTRACȚIE CU ROATĂ MOTOARE

**Instalații de extracție cu un singur cablu.** Pentru evitarea alunecării cablului pe roata motoare, se impune să se păstreze un anumit raport între tensiunile de înfășurare și de desfășurare a cablului. În acest sens se limitează atît accelerația la pornire, cît și întîrzierea în cazul frînării.

*Cazul roților motoare amplasate pe sol* (fig. XXIII.46, *a*). Pentru evitarea alunecării cablului la pornire în scopul ridicării încărcăturii, trebuie respectată condiția :

$$T_1 \leqslant T_2 \cdot e^{\mu\alpha} \tag{1.124}$$

unde : $T_1$ este tensiunea de înfășurare a cablului pe roata motoare (luînd în considerare atît componentele statice cît și pe cele dinamice), N ; $T_2$ — tensiunea de defășurare a cablului, N ; $\alpha$ — unghiul de înfășurare a cablului pe roata motoare, rad ; $\mu$ — coeficientul de frecare între cablu și căptușeala canalului roții motoare ($\mu \approx 0{,}2$).

$$T_1 = \left[Q_u + Q_c + Q_v + qH + \frac{k'Q_u}{2}\right] g + a_1[(Q_u + Q_c + Q_v + qH + q\,(H_t + L_c) + M'_m] \quad [\text{N}] \tag{1.125}$$

$$T_2 = \left[Q_c + Q_v + qH - \frac{k'Q_u}{2}\right] g - a_1[(Q_c + Q_v + qH + q(H_t + L_c) + M'_m] \quad [\text{N}] \tag{1.126}$$

unde $\frac{k'Q_u}{2}\, g = F_{1fr} = F_{2fr}$ reprezintă forțele de frecare pe cele două ramuri ale cablului, N ;

$M'_m$ — masa redusă a unei molete la periferia ei, kg. Făcînd notațiile : $Q_t = Q_c + Q_v + qH$

$$M = q(H_t + L_c) + M'_m$$



și considerînd la limită relația (1.141), rezultă valoarea critică a accelerației :

$$a_{1cr} = g\,\frac{\left(Q_t - \frac{F_{2fr}}{g}\right)e^{\mu\alpha} - \left(Q_u + Q_t + \frac{F_{1fr}}{g}\right)}{(Q_t + M)(e^{\mu\alpha} + 1) + Q_u} \quad [\text{m/s}^2] \tag{1.127}$$

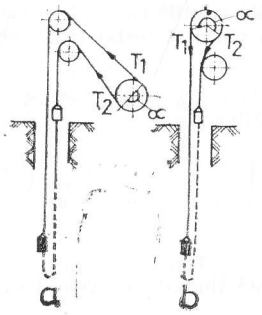



Fig. XXIII.46. Scheme de determinare a tensiunilor de înfășurare și de desfășurare.

Pentru evitarea alunecării cablului la pornirea instalației, accelerația de lucru $a_1$ (la acționarea asincronă) sau $a_0$ (la acționarea în curent continuu) se adoptă :

$$a_1 = a_0 = (0{,}7 \ldots 0{,}8)a_{1cr} \quad [\text{m/s}^2] \tag{1.128}$$

sau coeficientul de siguranță împotriva alunecării :

$$a_{a1} = \frac{a_{1cr}}{a_1} = \frac{a_{1cr}}{a_0} \geqslant 1{,}25 \tag{1.129}$$

În vederea excluderii pericolului alunecării cablului în perioada de frînare, atunci cînd vasul de extracție ascendent se apropie de rampa superioară, trebuie respectată condiția :

$$T_2 \leqslant T_1 e^{\mu\alpha} \tag{1.130}$$

în care :

$$T_1 = g(Q_u + Q_t) + F_{1fr} - a_3(Q_u + Q_t + M) \quad [\text{N}] \tag{1.131}$$

$$T_2 = gQ_t - F_{2fr} + a_3(Q_t + M) \quad [\text{N}] \tag{1.132}$$

Accelerația critică :

$$a_{3cr} = g\,\frac{\left(Q_u + Q_t + \frac{F_{1fr}}{g}\right)e^{\mu\alpha} - \left(Q_t - \frac{F_{2fr}}{g}\right)}{(Q_t + M)(e^{\mu\alpha} + 1) + Q_u\, e^{\mu\alpha}} \quad [\text{m/s}^2] \tag{1.133}$$

Ca și mai sus, se consideră :

$$a_3 = (0{,}7 \ldots 0{,}8)\, a_{3cr} \qquad [\mathrm{m/s^2}] \tag{1.134}$$

sau

$$s_{a_3} = \frac{a_{3cr}}{a_3} \geqslant 1{,}25 \qquad [\mathrm{m/s^2}] \tag{1.135}$$

La coborîrea încărcăturilor se consideră gol vasul de extracție inferior, iar încărcătura utilă coboară cu vasul superior. În acest caz, pentru evitarea alunecării cablului la pornirea instalației, trebuie respectată condiția :

$$T_1 \leqslant T_2 e^{\mu\alpha}$$

Accelerația critică corespunzătoare este :

$$a_{1cr} = g\,\frac{\left(Q_u + Q_t - \dfrac{F_{2fr}}{g}\right)e^{\mu\alpha} - \left(Q_t + \dfrac{F_{1fr}}{g}\right)}{(Q_t + M)(e^{\mu\alpha} + 1) + Q_u\, e^{\mu\alpha}} \qquad [\mathrm{m/s^2}] \tag{1.136}$$

După terminarea mișcării uniforme, în timpul perioadei de frînare, decelerația este limitată de condiția :

$$T_2 \leqslant T_1 e^{\mu\alpha}$$

Decelerația critică corespunzătoare :

$$a_{3cr} = g\,\frac{\left(Q_t + \dfrac{F_{1fr}}{g}\right)e^{\mu\alpha} - \left(Q_u + Q_t - \dfrac{F_{2fr}}{g}\right)}{(Q_t + M)(e^{\mu\alpha} + 1) + Q_u} \qquad [\mathrm{m/s^2}] \tag{1.137}$$

Accelerația, respectiv decelerația de lucru se aleg conform recomandărilor de mai sus.

*Cazul roților motoare amplasate în turn* (fig. XXIII.46, *b*). Metoda de determinare a valorii critice a accelerațiilor și decelerațiilor este aceeași ca și la instalațiile montate pe sol, cu deosebire că la stabilirea tensiunilor din cablu se ia în considerație greutatea cablului pe înălțimea corespunzătoare turnului de extracție.

Pentru o instalație static echilibrată ($q_1 = q$), la ridicarea încărcăturilor, cînd vasul de extracție gol se află pe partea moletei de deviere, rezultă :

$$a_{1cr} = g\,\frac{\left(Q_t + qH_t - \dfrac{F_{2fr}}{g}\right)e^{\mu\alpha} - \left(Q_u + Q_t + qH_t + \dfrac{F_{1fr}}{g}\right)}{(Q_t + qH_t + M'_m)e^{\mu\alpha} + Q_u + Q_t + qH_t} \qquad [\mathrm{m/s^2}] \tag{1.138}$$

Cînd vasul de extracție plin se află pe partea moletei de deviere :

$$a'_{1cr} = g\,\frac{\left(Q_t + qH_t - \dfrac{F_{2fr}}{g}\right)e^{\mu\alpha} - \left(Q_u + Q_t + qH_t + \dfrac{F_{1fr}}{g}\right)}{(Q_t + qH_t)e^{\mu\alpha} + Q_u + Q_t + qH_t + M'_m} \qquad [\mathrm{m/s}]^2 \tag{1.139}$$

unde $M'_m$ este masa moletei de deviere redusă la periferia roții motoare, kg.



Deoarece $a'_{1cr}$ este mai mică decît $a_{1cr}$, coeficientul de siguranță contra alunecării se calculează în funcție de $a_{1cr}$.

În mod similar, decelerația critică pentru cazul cel mai defavorabil (coborîrea încărcăturilor), cînd vasul gol se află pe partea moletei de deviere, va fi :

$$a_{3cr} = g\,\frac{\left(Q_t + qH_t + \dfrac{F_{1fr}}{g}\right)e^{\mu\alpha} - \left(Q_u + Q_t + qH_t - \dfrac{F_{2fr}}{g}\right)}{(Q_t + qH_t + M'_m)e^{\mu\alpha} + Q_u + Q_t + qH_t} \qquad [\mathrm{m/s^2}] \tag{1.140}$$

Accelerația și decelerația de lucru se aleg în limitele indicate mai sus.

Pentru cazul unei instalații dinamic echilibrate, cînd vasul de extracție gol se află pe partea moletei de deviere, accelerația critică pentru ridicarea încărcăturilor rezultă :

$$a_{1cr} = g\,\frac{\left(Q_v + Q_c + q_1H + qH_t - \dfrac{F_{2fr}}{g}\right)e^{\mu\alpha} - \left[Q_u + Q_c + Q_v + q(H + H_t) + \dfrac{F_{1fr}}{g}\right]}{(Q_v + Q_c + q_1H + H_t + M'_m)e^{\mu\alpha} + Q_u + Q_c + Q_v + q(H + H_t)}$$

$$[\mathrm{m/s^2}] \tag{1.141}$$

Decelerația critică (la coborîrea încărcăturilor) :

$$a_{3cr} = g\,\frac{\left(Q_u + Q_c + q_1H + qH_t + \dfrac{F_{2fr}}{g}\right)e^{\mu\alpha} - \left[Q_u + Q_v + Q_c + (H + H_t) - \dfrac{F_{1fr}}{g}\right]}{(Q_v + Q_c + q_1H + qH_t + M'_m)e^{\mu\alpha} + Q_u + Q_v + Q_c + (H + H_t)}$$

$$[\mathrm{m/s^2}] \tag{1.142}$$

Coeficientul de siguranță împotriva alunecării se determină ca mai sus.

## 1.7. PUTEREA DE ACȚIONARE ȘI CONSUMUL DE ENERGIE

### 1.7.1. PUTEREA EFECTIVĂ ȘI ALEGEREA MOTORULUI DE EXTRACȚIE

În vederea determinării puterii de acționare, se echivalează regimul intermitent real cu un regim de funcționare continuă cu sarcină constantă (efectivă) care să producă același efect termic în înfășurările motorului.

*Puterea efectivă* necesară pentru dezvoltarea forței periferice efective este :

$$P_{ef} = \frac{F_{ef} \cdot v_{max}}{1000 \cdot \eta_a} \qquad [\mathrm{kW}] \tag{1.143}$$

unde $\eta_a$ este randamentul angrenajului (0,85 ... 0,92).

*Forța efectivă* este :

$$F_{ef} = \sqrt{\frac{\Sigma F_i^2 \cdot t_i}{T_{ef}}} \quad [N] \tag{1.144}$$

Durata echivalentă a unei curse de extracție, de exemplu pentru o tahogramă trapezoidală, este :

$$T_{ef} = \alpha(t_1 + t_3) + t_2 + \beta t_0 \quad [s] \tag{1.145}$$

unde $\alpha$ și $\beta$ sînt coeficienți care iau în considerare înrăutățirea condițiilor de răcire în perioadele de mers cu viteza variabilă, respectiv în timpul pauzei. ( În marea majoritate a cazurilor se recomandă $\alpha = 1$ ; $\beta = \frac{1}{3}$ ).

Astfel, de exemplu pentru o tahogramă cu trei faze, avînd o variație a forțelor ca în fig. XXIII.43, *a*,

$$\Sigma F_i^2 t_i = \frac{F_1^2 + F_2^2}{2} t_1 + \frac{F_3^2 + F_3 F_4 + F_4^2}{3} t_2 + \left( \frac{F_5^2 + F_6^2}{2} t_3 \right) \quad [N] \tag{1.146}$$

Dacă forțele $F_5$ și $F_6$ sînt negative, ultimul termen al expresiei nu se ia în considerare.

În urma determinării puterii efective conform relației, se alege motorul din cataloage, al cărui putere $P_M$ trebuie să satisfacă următoarele condiții :

$$P_M \geqslant P_{ef} ; \quad P_M \geqslant \frac{P_{max}}{k_s} ; \quad P_M \geqslant \frac{P_{max\ ex}}{k_{ex}} \tag{1.147}$$

unde : $P_{max}$ este valoarea maximă a puterii, conform diagramei variației puterilor ; $k_s$ — coeficientul de supraîncărcare admisibilă a motorului de extracție ($k_s = 1{,}6 \ldots 1{,}8$ pentru motoarele asincrone și $k_s = 1{,}8 \ldots 2$ pentru motoarele de curent continuu) ; $P_{max\ ex}$ — puterea maximă excepțională necesară de dezvoltat în cazul cînd se transportă încărcături mai mari decît $Q_u$. Se recalculează în acest caz puterea în punctul *2* al diagramei. $k_{ex}$ — coeficientul de supraîncărcare a motorului de extracție pentru cazuri excepționale ($k_{ex} = 1{,}8 \ldots 2$ pentru motoarele asincrone și $k_{ex} = 2{,}2 \ldots 2{,}4$ pentru motoarele de curent continuu).

În general, uzinele constructoare de motoare de extracție indică suprasarcina procentuală suportată de motor, precum și durata admisă a acesteia.

Suprasarcina procentuală reală este :

$$\Delta P = \frac{P_{max} - P_M}{P_M} 100 \quad [\%] \tag{1.148}$$

Stabilind cu ajutorul diagramei puterii durata acestei suprasarcini (perioada de timp pînă cînd $P_{max} - P_M > 0$) și comparînd mărimea lui $\Delta P[\%]$ cu indicațiile uzinei constructoare, se definitivează puterea motorului ales.



### 1.7.2. ACȚIONAREA INSTALAȚIILOR DE EXTRACȚIE ȘI CONSUMUL DE ENERGIE

Acționarea cu *motor asincron* cu rotor bobinat este în prezent sistemul cel mai răspîndit de antrenare a instalațiilor de extracție, ea întîlnindu-se la peste 90% din instalațiile în funcțiune.

Motoarele asincrone utilizate au o turație de sincronism de 500—750 rot/min, cu puteri ce pot depăși cu mult 1000 kW la tensiuni de 3000 sau 6000 V.

*Consumul util de energie* pentru o cursă este :

$$W_u = \frac{Q_u H g}{1000 \cdot 3600} \quad [kWh/cursă] \tag{1.149}$$

Puterea absorbită din rețea este :

$$P_a = \frac{F v_{max}}{1000\ \eta_a\ \eta_M} \quad [kW] \tag{1.150}$$

unde $\eta_M$ este randamentul motorului electric.

*Consumul real de energie* pentru o cursă este :

$$W = \frac{\Sigma P_a t_i}{3600} = \frac{v_{max} \Sigma F_i \cdot t_i}{1000 \cdot 3600\ \eta_a\ \eta_M} \quad [kWh/cursă] \tag{1.151}$$

în care (pentru o tahogramă cu trei faze)

$$\Sigma F_i t_i = \frac{F_1 + F_2}{2} t_1 + \frac{F_3 + F_4}{2} t_2 + \left( \frac{F_4 + F_5}{2} t_3 \right) \tag{1.152}$$

Ultimul termen al expresiei se ia în considerare numai dacă forțele $F_4$ și $F_5$ sînt pozitive.

*Consumul specific de energie* :

$$W_s = \frac{W}{Q_u} \quad [kWh/t] \tag{1.153}$$

*Randamentul instalației de extracție* poate fi definit ca raportul dintre consumul util și consumul real de energie pe cursă :

$$\eta_{inst} = \frac{W_u}{W} \tag{1.154}$$

Pentru acționările asincrone randamentul instalației oscilează între 0,5 și 0,6.

Acționarea cu *motoare de curent continuu* a instalațiilor de extracție se remarcă prin proprietăți superioare de reglare a vitezei față de motoarele asincrone. Se utilizează în exclusivitate motoare cu excitație separată. Motoarele utilizate sînt așa-zise *motoare lente*, cu turația de 40—70 rot/min în cazul cuplării directe cu organele de înfășurare sau,

motoare mai rapide, cu turația de 350—750 rot/min în cazul folosirii reductoarelor de turație. Puterea acestor motoare, în funcție de caracteristicile funcționale ale instalației, poate ajunge la peste 6000 kW.

La instalațiile de extracție acționarea în curent continuu se realizează prin două variante :

— acționarea prin *sistem generator-motor* (G—M), constînd dintr-un motor primar (sincron sau asincron) pentru antrenarea generatorului, generatorul de curent continuu și motorul de extracție de curent continuu ;

— acționarea prin *sistem redresor-motor*, constînd dintr-un redresor static multifazat comandat, cu tensiune reglabilă (cu vapori de mercur sau cu tiristoare) și motorul de extracție cu excitație separată.

Reglarea vitezei de extracție se realizează la ambele variante prin modificarea tensiunii de alimentare a motorului.

Pe parcursul evoluției lui, *sistemul de acționare cu generator-motor* (sistemul *Leonard*) a cunoscut mai multe variante : cu *un generator, cu două generatoare, cu un singur motor, cu două motoare, cu volant* (soluția *Ilgner*) și *fără volant*. În condițiile unor rețele electrice de mică putere, volanții prezentau avantajul eliminării șocurilor de sarcină la pornirile repetate ale instalației, precum și posibilitatea funcționării instalației timp de 15—30 minute în cazul dispariției tensiunii.

În prezent, în condițiile unor rețele electrice de mare putere și alimentării în buclă a instalațiilor de extracție, sistemul de acționare cu volant a acestor instalații nu se mai utilizează.

Puterea absorbită din rețea pentru acționarea prin sistemul generator-motor (pentru $F > 0$) :

$$P_a = \frac{F \cdot v_{max}}{1000\, \eta_a \cdot \eta_M \cdot \eta_{GM}} \quad [\text{kW}] \qquad (1.155)$$

unde $\eta_{GM}$ este randamentul grupului motor primar-generator (0,82 ... 0,85)

*Puterea de mers în gol* a generatorului și motorului primar este :

$$P_0 \approx (1 - \eta_{GM}) P_a \quad [\text{kW}] \qquad (1.156)$$

*Consumul de energie* pentru o cursă de extracție :

$$W = \frac{\Sigma P_a t_i + P_0 t_0}{3600} = \frac{v_{max} \Sigma F_i \cdot t_i}{1000 \cdot 3600\, \eta_a \cdot \eta_M \cdot \eta_{GM}} + P_0 t_0 \quad [\text{kWh/cursă}] \qquad (1.157)$$

## 1.8. DISPOZITIVE DE FRÎNARE

Conform normelor de exploatare și de protecția muncii, fiecare mașină de extracție trebuie prevăzută cu un dispozitiv de frînare ce asigură desfășurarea normală a regimului de mișcare a vaselor de extracție, sau oprirea mașinii într-o anumită poziție a vaselor (frînarea de manevră), precum și oprirea automată a mașinii, independent de voința operatorului, într-unul din următoarele cazuri, considerate perturbații sau avarii : dispariția tensiunii, scăderea presiunii fluidului de lucru pentru acționarea frînei, supraînălțarea vaselor de extracție, depășirea vitezei admise, suprasarcină etc. (frînarea de siguranță).



Decelerația produsă de frînă trebuie să fie cuprinsă între 2 — 4 m/s², iar durata de răspuns a frînei (de la declanșarea acționării pînă la aplicarea efectivă) nu trebuie să depășească 0,5 s.

Din punct de vedere constructiv sistemul de frînare se compune din două părți : *mecanismul de execuție* și *dispozitivul de acționare*.

În funcție de mecanismul de execuție, frînele de construcție obișnuită pot fi *cu bandă* și *cu saboți*, iar din punctul de vedere al acționării, pot fi *cu acționare prin greutăți și arcuri, pneumatice, hidraulice* și *combinate*.

Ansamblul constructiv și funcționarea unui dispozitiv de frînare cu saboți, cu acționare pneumatică, pot fi urmărite în fig. XXIII.47.

Pentru funcționarea frînei ca frînă de manevră, capătul *O1* al pîrghiei principale *7* se consideră fix. În poziția *I* a manetei geanta de frînare a organului de înfășurare *12* este defrînată. Mutînd maneta *17* în poziția *II*, tija *18* deplasează capătul inferior al pîrghiei *19* (care se rotește în jurul punctului *D*) din poziția *F* în poziția *E*, în timp ce capătul superior al aceleiași pîrghii ajunge din poziția *A* în poziția *C* și pistonul cilindrului de distribuție *3* se retrage spre dreapta. Astfel, aerul comprimat generat de compresorul *1* va pătrunde din rezervorul tampon *2* în cilindrul de manevră *4*, ridicînd tija pistonului acestuia și pîrghia principală *7* se va deplasa în sus, rotindu-se în jurul punctului de sprijin *O1*. Tija *8*, deplasîndu-se în sus, rotește pîrghia triunghiulară (sau cotită) *9* în jurul punctului *O2* în sens trigonometric, antrenînd și tija *10*, saboții *11* fiind presați spre geanta de frînare a organului de înfășurare *12*.

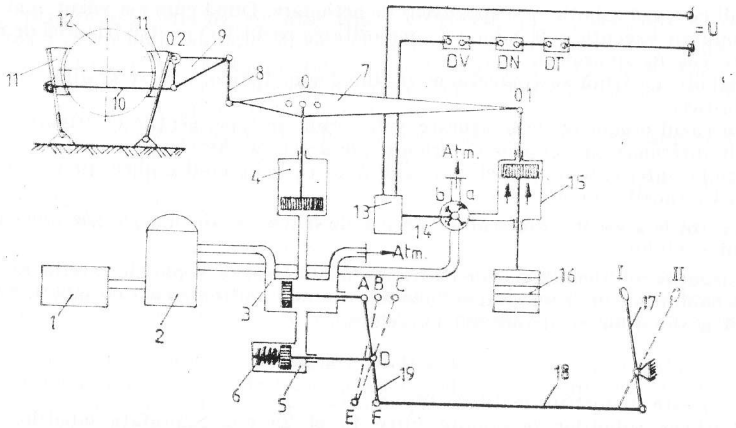



Fig. XXIII.47. Schema de principiu a unei frîne cu acționare pneumatică.

Concomitent cu intrarea aerului în cilindrul de manevră *4*, este alimentat și cilindrul de amortizare *5*. Pistonul din acest cilindru se deplasează spre stînga, comprimînd arcul elicoidal *6*. Datorită deplasării spre stînga a punctului de articulație *D* a pîrghiei

*19*, capătul superior al acesteia se va deplasa într-o poziție intermediară *B* și astfel pistonul cilindrului de distribuție *3* acoperă o parte din suprafața de acces a aerului în cilindrul de manevră *4*, limitînd valoarea forței de frînare.

Astfel se evită aplicarea bruscă a frînei și implicit șocurile. În cazul funcționării frînei ca frînă de siguranță, forța de frînare este dezvoltată prin căderea greutății *16*, cînd pîrghia principală *7* se va roti în jurul punctului *O* (considerat ca punct de sprijin pentru acest caz). Greutatea *16*, fixată de tija pistonului cilindrului de siguranță *15*, este menținută în condiții normale în poziție ridicată, ca urmare a pătrunderii aerului comprimat în acest cilindru prin ventilul cu trei căi *14*. În acest scop, armătura mobilă a ventilului *14* este menținută în poziția *a* de către electromagnetul *13* care se alimentează prin contactele normal-închise înseriate ale dispozitivelor de protecție (de ex. *DV* — limitatorul de viteză, *DN* — limitatorul de cursă, *DT* — dispariția tensiunii etc.). Electromagnetul *13* alimentat este capabil să învingă rezistența arcului care tinde să rotească armătura mobilă a ventilului în poziția *b*, care permite ieșirea aerului din cilindrul *15*. În cazul unui deranjament în funcționarea instalației, se deschide unul din contactele dispozitivelor de protecție (*DV*, *DN*, *DT* etc), electromagnetul își pierde alimentarea și cade greutatea *16* ca urmare a evacuării în atmosferă, prin intermediul ventilului *14*, a aerului din cilindrul *15*. Astfel, punctul *O*1 se deplasează în jos, pîrghia *8* este ridicată și saboții *7* sînt presați spre geanta de frînare.

### 1.8.1. MECANISMUL DE EXECUȚIE AL FRÎNELOR

Mecanismul de execuție al frînelor constă din saboții de frînare și din transmisia cu pîrghii ce leagă saboții de dispozitivul de acționare. După cum s-a văzut mai înainte, mecanismul de execuție este comun (în majoritatea cazurilor) pentru frînarea de manevră și pentru cea de siguranță.

Saboții de frînă se confecționează din lemn, ferodo, azbest grafitat sau diverse mase plastice.

În cazul organelor de înfășurare sub formă de tobe, gențile de frînare se află pe marginile interioare sau pe cele exterioare ale acestora. Amplasarea genților de frînare pe marginile interioare ale tobelor se aplică în cazurile cînd ambele perechi de saboți au același dispozitiv de acționare.

La roțile motoare monocablu, genților de frînare se dispun pe cele două părți ale canalului cablului.

La roțile multicablu genților de frînare pot fi dispuse în părțile exterioare sau între canalele cablurilor, în cazul cînd trebuie folosite mai multe perechi de saboți. Lungimea necesară a saboților se determină cu relația:

$$l = (0{,}3\ldots0{,}5)D_f \qquad (1.158)$$

în care $D_f$ este diametrul genții de frînare, m.

Lățimea saboților se adoptă între 15 și 25 cm. Suprafața saboților se alege astfel încît presiunea specifică pe sabot să fie cuprinsă între 40 și 60 N/cm$^2$.

În funcție de caracterul deplasării saboților față de geanta de frînare se deosebesc organe de execuție cu *deplasare unghiulară* (fig. XXIII.48, *a*) și cu *deplasare paralelă a saboților* (fig. XXIII.48, *b*). Organul de execuție constă din două bare suport *1* articulate în reazemul *2*, legate între ele prin tija *3*. Aceasta este acționată prin ridicarea (fig. XXIII.48, *a*) sau coborîrea (fig. XXIII.48, *b*) pîrghiei *4*. Pe barele de susținere *1* sînt fixați suporții *5* ai saboților de frînă (rigid în cazul deplasării unghiulare și articulat în cazul deplasării paralele). Pe suprafața interioară a suporților *5* se fixează saboții *6* care acționează direct asupra genților de frînare. Deplasarea saboților în timpul frînării este împiedicată de reazemele *7* la extremitățile suporților *5*.



În ultimul timp, au apărut *sisteme de frînare cu genți dispuse radial*, sau așa-zisele *frîne cu discuri*. Discurile de frînare sînt fixate nemijlocit pe organul de înfășurare, central sau lateral.

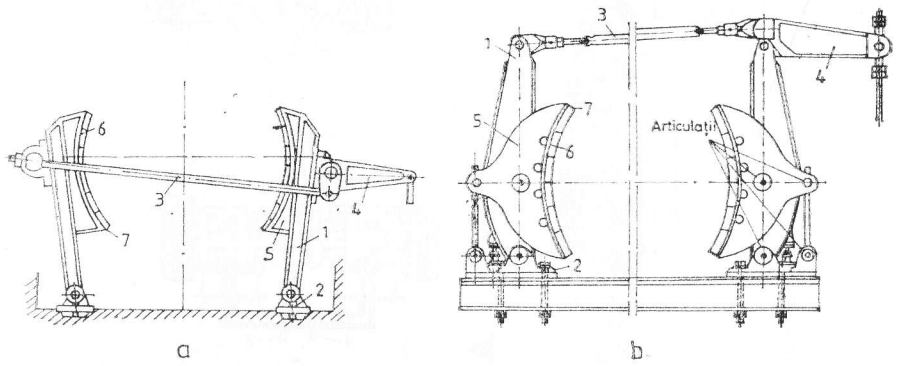



Fig. XXIII.48. Organe de execuție ale frînelor.

La majoritatea frînelor cu disc (fig. XXIII.49, *a*), cu elemente individuale, roata motoare multicablu are două discuri de frînare *1* amplasate la cele două capete, sau eventual un singur disc montat la mijloc. În ambele părți ale discurilor sînt dispuse, de-a lungul unui arc de cerc, cîte șase cilindri hidraulici *2*, fixați pe suporții *3*. Numărul total de cilindri este de 24, fiind grupați cîte *6*.

La mașinile de extracție multicablu, cea mai mare răspîndire au căpătat-o frînele cu disc a căror funcționare se bazează pe următoarele două scheme:

— cu evacuarea fluidului de lucru atît la frînarea de manevră cît și la cea de siguranță (fig. XXIII.49, *b*);

— cu evacuarea fluidului de lucru la frînarea de siguranță și cu admisia acestuia la frînarea de manevră (fig. XXIII.49, *c*).

În cazul primei scheme, efortul de frînare se crează de către arcurile tip farfurie precomprimate *4*, care prin intermediul pistoanelor *1* acționează nemijlocit asupra saboților de frînare *2*. Pentru defrînare, se introduce prin conductele *5* ulei sub presiune în fața pistoanelor *1*.

Elementele de frînare sînt amplasate pe o parte și pe alta a discului *3*, pentru echilibrarea reciprocă. Arcurile trebuie să aibă aceleași constante elastice în vederea dezvoltării acelorași forțe de frînare.

La cea de-a doua schemă (fig. XXIII.49, *c*), uleiul provenit de la un regulator de presiune se introduce prin conducta *9* în cilindrii *4*, și ca urmare pistoanele *3* presează saboții de frînare *2* către disc. Frînarea de manevră are loc deci la admisia uleiului în cilindrii de frînă. Sub acțiunea uleiului ce pătrunde prin conducta *8* în cilindrii *6*, arcurile *1* se comprimă. În cazul unei frînări de siguranță, arcurile *1* prin intermediul pistoanelor *7*, a tijelor *5* și a pistoanelor *3*, acționează asupra saboților.

Răspîndire mai mare a căpătat primul sistem, cu evacuarea uleiului atît la frînarea de manevră cît și la cea de siguranță.

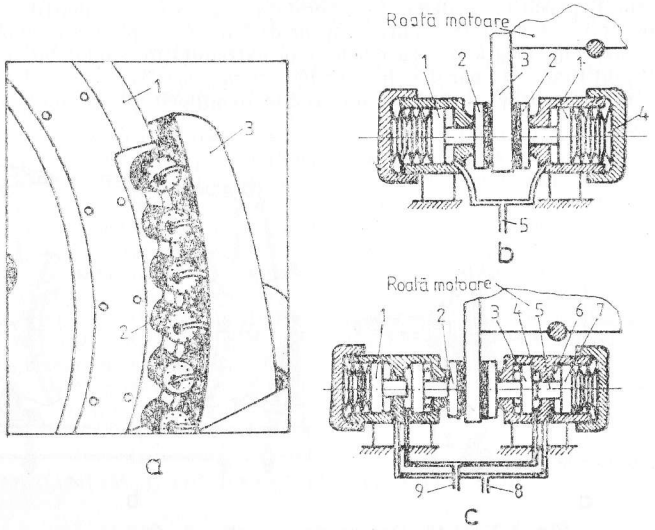



Fig. XXIII.49. Frînă cu disc cu elemente individuale.

### 1.8.2. SISTEME DE ACȚIONARE A FRÎNELOR

Așa cum s-a precizat mai sus, acționarea frînelor poate fi realizată pneumatic hidraulic, cu greutăți și arcuri, sau combinat.

În fig. XXIII.47 a fost prezentată schema de principiu a unei acționări pneumatice a frînei.

Seria tipodimensională BM a mașinilor de extracție sovietice este prevăzută cu frîne cu acționare hidraulică.

Tot cu acționare hidraulică sînt prevăzute și elementele individuale de frînare folosite la dispozitivele de frînare cu disc, trecute în revistă mai sus.

Instalațiile de extracție cu roată motoare multicablu de producție sovietică tip MK, folosite și în România, sînt dotate cu dispozitive de frînare cu greutăți și arcuri, comandate pneumatic (fig. XXIII.50).

Acționarea propriu-zisă a frînei constă din cilindrul *1*, pentru frînarea de manevră, cilindrul *2* pentru frînarea de siguranță, pachetul de arcuri elicoidale *3*, discurile dereazem *4*, tija *5* și greutățile *6*. Cilindrul *2* este fixat în rama de susținere a organului de execuție al frînei.

Ca sursă a forței de frînare de manevră servesc pachetele de arcuri elicoidale precomprimate între discurile inferioare mobile și cele superioare fixe. Forța de frînare se transmite organului de execuție prin intermediul discului superior și a tijei *5*.

Forța de frînare la frînarea de siguranță este dezvoltată de către arcuri și greutățile *6*. De obicei, greutățile acționează mai lent decît arcurile, de aceea, la o func-



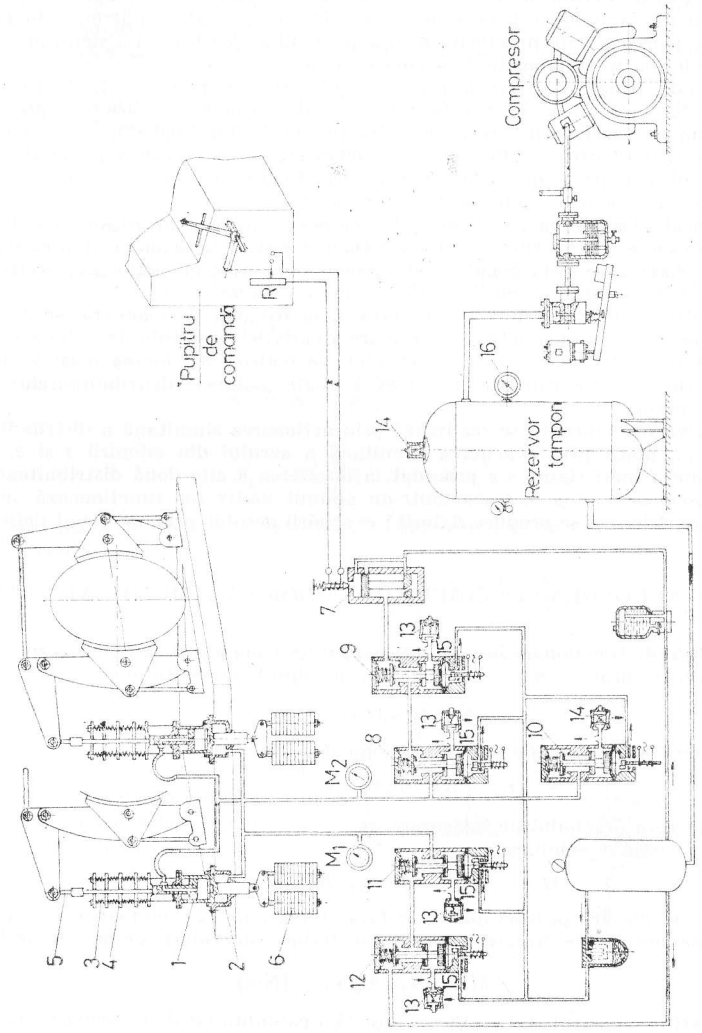



Fig. XXIII.50. Sistem de frînare cu greutăți și arcuri, comandat pneumatic.

ționare corectă, frînarea de siguranță este asigurată totdeauna de către arcuri. În cazul funcționării normale a mașinii de extracție, aerul comprimat din cilindrul frînei de siguranță *2* menține cilindrul frînei de manevră *1* în poziția superioară.

Defrînarea se produce prin acțiunea aerului comprimat ce pătrunde în cilindrul de manevră prin canalul practicat în tija pistonului acestuia. La defrînare arcurile capătă o deformație suplimentară la compresiune.

Comanda frînei se efectuează prin regulatorul de presiune *7*, distribuitoarele de comandă *8*, *9*, *10*, *11* și *12*, ventilele *13* și *14*, droselele *15* și releele de presiune *16*.

În timpul funcționării mașinii de extracție, aerul comprimat din rezervor prin distribuitoarele *11* și *12* intră în cilindrul *2* al frînei de siguranță și ridică pistonul acestuia, adică cilindrul *1* al frînei de manevră în poziția limită superioară. În această poziție se află acest cilindru în timpul funcționării normale a mașinii.

Cilindrul de manevră *1* este alimentat cu aer comprimat prin intermediul regulatorului de presiune *7* și distribuitoarele de comandă *8* și *9*. Evacuarea aerului din acest cilindru se poate face prin regulatorul *7*, distribuitoarele cu acționare electrică *8*, *9* și *10* (în stare deconectată), ventilele de reglare *13* și droselele *15*.

Reglarea presiunii aerului în cilindrul *1*, la frînarea de manevră, se efectuează prin regulatorul electropneumatic *7*, ca urmare a variației curentului în bobina de acționare a acestuia. La micșorarea curentului se realizează frînarea mașinii, iar prin mărire — defrînarea. La frînarea de manevră toate bobinele distribuitoarelor trebuie parcurse de curent.

Frînarea de siguranță se realizează prin acționarea simultană a distribuitoarelor *8*, *9*, *11* și *12*, adică prin evacuarea simultană a aerului din cilindrii *1* și *2*. Pentru realizarea unei frînări sigure s-a procedat la înserierea a cîte două distribuitoare *11* și *12* și, de asemenea, *8* și *9*. Dacă dintr-un anumit motiv nu funcționează unul din distribuitoare, frînarea se produce datorită evacuării aerului prin cel de-al doilea.

### 1.8.3. ALEGEREA ȘI VERIFICAREA UNOR PARAMETRI AI FRÎNELOR

**Condiții de funcționare impuse.** Momentul de frînare atît la frînarea de manevră cît și la cea de siguranță trebuie să fie cel puțin triplul momentului static :

$$M_{fr} \geqslant 3M_{st} \qquad [\text{Nm}] \tag{1.159}$$

În cazul unei instalații neechilibrate, momentul static este :

$$M_{st} = (Q_u + qH)R \cdot g \qquad [\text{Nm}] \tag{1.160}$$

unde $R$ este raza organului de înfășurare, m.
Pentru o instalație echilibrată :

$$M_{st} = [Q_u + (q - q_1)\,H]R \cdot g \qquad [\text{Nm}] \tag{1.161}$$

În cazul reglării poziției unei tobe față de cealaltă, la schimbarea orizontului de extracție, pe geanta de frînare a tobei fixe trebuie dezvoltat momentul de frînare :

$$M'_{fr} \geqslant 1{,}2\,M_{1st} \qquad [\text{Nm}] \tag{1.162}$$

unde $M_{1st}$ este momentul static al unei ramuri a cablului, creat de greutatea vasului de extracție gol și a cablului, Nm.

$$M_{1st} = (Q_c + qH)\,R \cdot g \qquad [\text{Nm}] \tag{1.163}$$



Se impune totodată ca la frînare să se producă o decelerație de cel puțin 1,5 m/s² dar care să nu depășească valoarea critică la care are loc alunecarea cablului la instalațiile de extracție cu roată motoare. Distanța maximă între saboți și geanta de frînare nu trebuie să depășească 2 mm.

**Determinarea parametrilor unei frîne pneumatice de construcție convențională.** Schema de calcul a frînei din fig. XXIII.47 este prezentată în cadrul fig. XXIII.51.

În cazul frînării de manevră pistonul cilindrului de manevră exercită în punctul $O$ asupra barei principale forța $F_m$ :

$$F_m = \frac{10\pi\, d_m^2}{4}\, p\eta_m \qquad [\text{N}] \tag{1.164}$$

unde : $d_m$ este diametrul cilindrului de manevră, cm ; $p$ — presiunea aerului comprimat, bar ($p \approx 5$ bar) ; $\eta_m = 0{,}85 \ldots 0{,}9$ — randamentul cilindrului de manevră.

Ținînd seama de configurația sistemului de pîrghii, forțele de apăsare sînt :

$$F = F_m \frac{l_1}{l_1 + l_2} \qquad [\text{N}] \tag{1.165}$$

$$N'_1 = N'_2 = F\frac{l_3}{l_4} \qquad [\text{N}] \tag{1.166}$$

$$N_1 = N'_1 \frac{l_6}{l_5}\,; \quad N_2 = N'_2 \frac{l_7}{l_5} \tag{1.167}$$

Forța totală de apăsare a saboților, ținînd seama și de randamentul sistemului de pîrghii, este :

$$N = (N_1 + N_2)\eta_p = F\frac{l_3}{l_4}\left(\frac{l_6 + l_7}{l_5}\right)\eta_p \tag{1.168}$$

unde $\eta_p = 0{,}9 \ldots 0{,}95$ — randamentul sistemului de pîrghii.

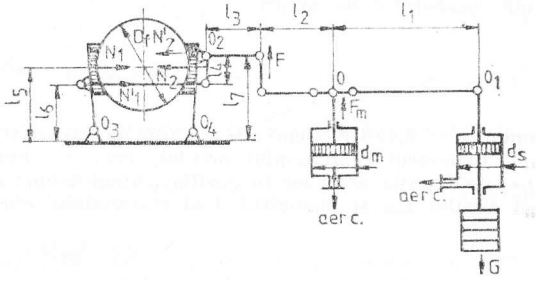



Fig. XXIII.51. Schema de calcul a frînei cu acționare pneumatică.

Forța periferică de frînare generată de forța de apăsare :

$$F_f = N\mu = F\frac{l_3}{l_4}\left(\frac{l_6 + l_7}{l_5}\right)\eta_p \qquad [\text{N}] \tag{1.169}$$

unde $\mu$ este coeficientul de frecare între saboți și geantă.

Forța $F_f$ acționează la nivelul diametrului genții de frînare $D_f$. Forța de frînare $F_0$ la nivelul diametrului $D$ de înfășurare a cablului este:

$$F_0 = F_f \frac{D_f}{D} = F \frac{l_3}{l_4} \frac{D}{D_f} \left( \frac{l_6 + l_7}{l_5} \right) \cdot \eta_p \cdot \eta \quad [\text{N}] \qquad (1.170)$$

Astfel, relația (1.159) poate fi transcrisă în funcție de forța de frînare:

$$F_0 R \geqslant 3 M_{st}: \quad F_0 \geqslant 3 \frac{M_{st}}{R} \qquad (1.159, a)$$

Lungimea pîrghiilor se adoptă în așa fel, încît să se respecte condiția de mai sus

Pentru determinarea greutății $G$ se pune condiția ca aceasta, în cazul frînării de siguranță, să provoace aceeași forță $F$ la capătul barei principale.

$$G = F \frac{l_2}{l_1 \cdot \eta_p} = \frac{10 \pi d_m^2}{4} \frac{l_2}{l_1} \cdot \frac{\eta_m}{\eta_p} \quad [\text{N}] \qquad (1.171)$$

Avînd în vedere că această greutate se ține în poziție ridicată de forța aerului comprimat din cilindrul frînei de siguranță, diametrul necesar pentru cilindru:

$$d_s = \sqrt{\frac{4G}{10\, p \pi \eta_s}} \quad [\text{cm}] \qquad (1.172)$$

unde $\eta_s = \eta_m = 0{,}85 \ldots 0{,}9$ este randamentul cilindrului frînei de siguranță.

**Alegerea parametrilor de bază ai dispozitivelor de acționare cu arcuri a frînelor.** Forța necesară $F$ (echivalentă cu mărimea greutăților suspendate la capătul tijei principale) se stabilește din condiția (1.159), utilizînd schema organului de execuție din fig. XXIII.52 și ținînd seama de dimensiunile pîrghiilor.

Pe de altă parte, forța de frînare $F$ poate fi exprimată în funcție de caracteristicile pachetului de arcuri:

$$F = \frac{G d z f}{8 c^3 k_1 n} \quad [\text{N}] \qquad (1.173)$$

unde: $G = 8{,}1 \cdot 10^6$ N/cm$^2$ este modulul de elasticitate transversal al materialului arcului; $d$ — diametrul materialului arcului, cm; $z$ — numărul arcurilor în pachet (etaj); $f$ — deformația arcurilor în poziția „frînat", cm; $c$ — raportul între diametrul mediu al arcului $D_m$ și diametrul $d$ al materialului din oțel rotund;

$$c = D_m/d$$

$n$ — numărul de spire lucrătoare al arcurilor; $k_1$ — coeficient, determinat cu relația;

$$k_1 = 1 + \frac{1}{2c} - \frac{1}{2c^2}$$



Deformația arcului necesară pentru crearea forței de frînare este:

$$f = \frac{8 c^3 k_1 n}{G d z} F \quad [\text{cm}] \qquad (1.174)$$

Lungimea fiecărui arc în stare liberă și în poziția „frînat" este:

$$h_l = nt + d; \; h_f = h - f \quad [\text{mm}] \qquad (1.175)$$

unde $t$ este pasul de înfășurare, mm.

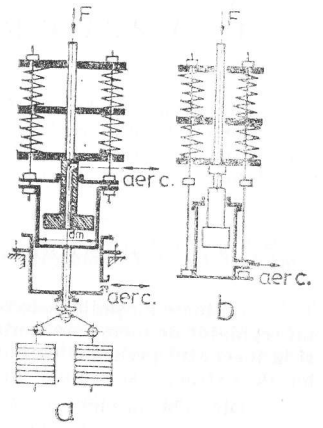



Fig. XXIII.52. Schema de calcul a dispozitivelor de acționare cu arcuri a frînelor:
*a* — cu contragreutate; *b* — fără contragreutate.

Deformația maximă a fiecărui arc:

$$f_{max} = f + \frac{s}{z_1} \quad [\text{mm}] \qquad (1.176)$$

unde: $s$ este cursa pistonului cilindrului de manevră, mm; $z_1$ — numărul de pachete de arcuri.

Pentru defrînare este necesar ca pistonul cilindrului de manevră să producă forța:

$$F_d = F \frac{f_{max}}{f} \quad [\text{N}] \qquad (1.177)$$

Se recomandă ca $F_d$ să nu depășească mărimea forței $F$ cu mai mult de 30%. În acest caz mărimea presiunii aerului comprimat în cilindrul de manevră trebuie să fie cel puțin:

$$p \geqslant \frac{0{,}1\, F_d}{S \eta_m} \quad [\text{bar}]$$

unde : $\eta_m = 0{,}85 \ldots 0{,}9$ este randamentul cilindrului ; $S = \pi d_m^2/4$ — suprafața pistonului, $cm^2$.

Pentru funcționarea în deplină siguranță a frînei, presiunea aerului în rezervorul tampon trebuie să fie cu 25—30 % mai mare decît cea determinată mai sus.

Odată cu reducerea cursei pistonului și mărirea forței de frînare dezvoltată, scade timpul necesar acționării frînei. La construcțiile existente în practică cursa pistonului oscilează între 75—100 mm, iar numărul arcurilor într-un pachet este de 6—8.

## 1.9. APARATE DE CONTROL ȘI DE SIGURANȚĂ

Din această categorie fac parte regulatorul de mers, aparatele de măsură ale mărimilor electrice (curent, tensiune) și neelectrice (temperatură, presiune etc), indicatoare și limitatoare de nivel, indicatoare și limitatoare de viteză, indicatoare de alunecare a cablului (la instalațiile cu roată motoare) și diferitele interblocaje.

### 1.9.1. REGULATORUL DE MERS

La toate mașinile de extracție mari, fabricate în ultimele două decenii, este instalat un regulator de mers care controlează realizarea tahogramei în perioada de mers uniform și la începutul perioadei de încetinire, protejînd instalația împotriva suprainălțării vaselor de extracție și semnalizînd trecerea acestora de rampe.

Din schema cinematică a acestui aparat (fig. XXIII.53) se observă că mișcarea se transmite de la organul de înfășurare la axul *1* al regulatorului și concomitent, prin

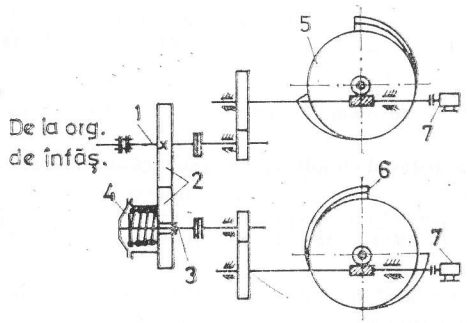



Fig. XXIII.53. Schema cinematică a regulatorului de mers.

transmisia cu roți dințate *2* și prin cuplajul *4*, la axul *3*. Rotația axelor *1* și *3*, printr-un angrenaj cu roți dințate și unul cu melc, este transmisă discurilor *5* pe care sînt montate profilele de control *6*. Pe fiecare disc pot fi montate profile de control pentru accelerare, retardare și pentru controlul vitezei în perioada de mers uniform.



Poziția discurilor corespunde poziției vaselor de extracție în puț, iar diferența dintre unghiurile de poziție corespunde înălțimii de extracție.

Cuplajul *4* permite decuplarea axului *3* și schimbarea unghiului de decalaj între discuri în cazul schimbării orizontului de extracție.

Selsinele *7* ale indicatorului de nivel sînt puse în mișcare printr-un multiplicator de turație, iar axul *1* preia turația organului de înfășurare multiplicat cu raportul 3 : 1.

La fiecare regulator de mers sînt montate : două întrerupătoare de sfîșit de cursă (cîte unul la fiecare disc) pentru generarea impulsului de decuplare a motorului de acționare la sfîrșitul perioadei de mers uniform ; două întrerupătoare de sfîrșit de cursă, ca protecție împotriva suprainălțării (aceste contacte sînt incluse în circuitul de alimentare a electromagnetului frînei de siguranță) ; două selsine pentru transmiterea mișcării de rotație la selsinele de recepție ale indicatorului de adîncime ; două limitatoare de viteză ca protecție împotriva depășirii vitezei prevăzute pentru vasele de extracție ; un aparat de comandă cu selsine pentru viteza impusă în timpul mersului (generator de semnal proporțional cu viteza impusă pentru instalațiile automatizate).

### 1.9.2. INDICATOARE DE NIVEL

Aceste aparate sînt destinate pentru indicarea în orice moment a poziției vaselor de extracție în puț, pentru generarea unor semnale în perioada de încetinire și pentru protecția împotriva suprainălțării vaselor. Conform prescripțiilor, fiecare instalație de extracție trebuie dotată cu un indicator de nivel.

Indicatoarele de nivel folosite în prezent la instalațiile de extracție sînt de *tip mecanic* (la instalațiile mai vechi), avînd legătură mecanică rigidă cu arborele organului de înfășurare, sau de *tip electric* (cu selsine), fără legătură mecanică cu organul de înfășurare.

Indicatoarele de nivel mecanice se deosebesc între ele doar prin construcția limitatorului de viteză aferent.

La indicatoarele de nivel de tip mecanic mișcarea vaselor de extracție este reprodusă prin cursoare ce se deplasează de-a lungul unor tije filetate și a unei rigle, gradată în unități de adîncime. Tijele filetate verticale *1* și *2* (fig. XXIII.54) sînt puse în rotație prin intermediul unor transmisii mecanice de la organul de înfășurare. Tija *1* este acționată de la butucul tobei, în timp ce tija *2* de la arborele tobei, în cazul în care nu există regulator de mers. Dacă există regulator de mers, tijele filetate sînt acționate de la aceiași arbori ca și discurile de control ale acestuia.

În vederea evitării suprainălțării vaselor de extracție, în momentul depășirii nivelului admis, cursoarele *3* și *4* acționează asupra contactelor *DN* ale limitatorului de cursă, deschizîndu-le. Astfel, se întrerupe alimentarea electromagnetului frînei de siguranță și aceasta frînează instalația.

În cazul indicatoarelor de nivel de tip electric, poziția vaselor de extracție în puț este transmisă la aparatul indicator de pe pupitrul de comandă, cu ajutorul unui sistem electric de urmărire, bazat pe selsine.

Transformarea mișcării de rotație a organului de înfășurare în semnal electric se face prin selsinele montate pe regulatorul de mers, sau în cadrul programatorului de mers (la instalațiile automatizate).

Transformarea inversă a semnalului electric în mișcare de rotație a scalei sau a acului indicatorului de nivel montat în pupitrul de comandă se face cu ajutorul altor două selsine receptoare. Pentru transmiterea sincronă a unghiului (a poziției vaselor de extracție), înfășurările de fază ale selsinului transmițător *ST* și ale celui receptor *SR*

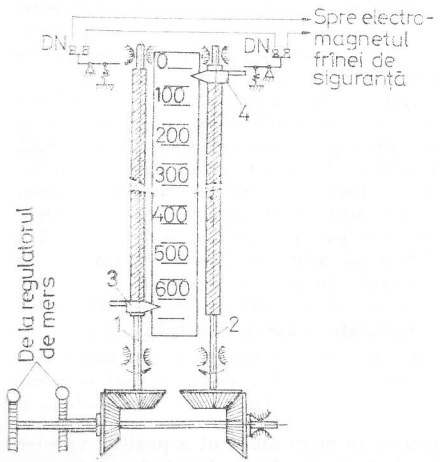



Fig. XXIII.54. Indicator de nivel de tip mecanic.

se leagă între ele, iar înfășurările de excitație *ET* și *ER* se alimentează de la aceeași sursă de tensiune alternativă (fig. XXIII.55).

Deplasarea unghiulară a rotorului selsinului receptor este transmisă prin axul *1* direct la acul indicator *2*, ce se deplasează de-a lungul scării *C1* de indicare precisă a poziției (la unele variante în loc de ac se rotește discul gradat). Acul indicator *3* primește mișcarea de la axul tubular *4* și reductorul *5* cu raportul de transmisie 1 : 100, adică unei rotații întregi a acului indicator *2* îi corespunde o deplasare unghiulară de 3,6° a acului *3* de indicare aproximativă, ce se deplasează de-a lungul cadranului *C2*.

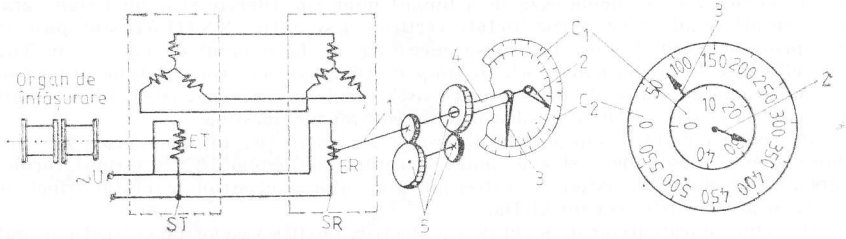



Fig. XXIII.55. Schema de principiu a unui indicator de nivel electric.

### 1.9.3. INDICATOARE DE VITEZĂ (TAHOMETRE)

Conform prescripțiilor, orice instalație de extracție cu viteza mai mare de 4 m/s trebuie dotată cu indicator de viteză (tahometru). Acesta indică în orice moment viteza vaselor de extracție. Dacă variația în timp a vitezei se și înregistrează, aparatul se numește *tahograf*.



Tahometrele pot fi de *tip mecanic* (cele mai răspîndite sînt cele de mercur), sau *electrice*.

*Tahometrul cu mercur* (fig. XXIII.56) constă din carcasa *1* în care se află tubul de sticlă *2* cu trei ramuri care comunică între ele, umplut cu mercur. În ramura de

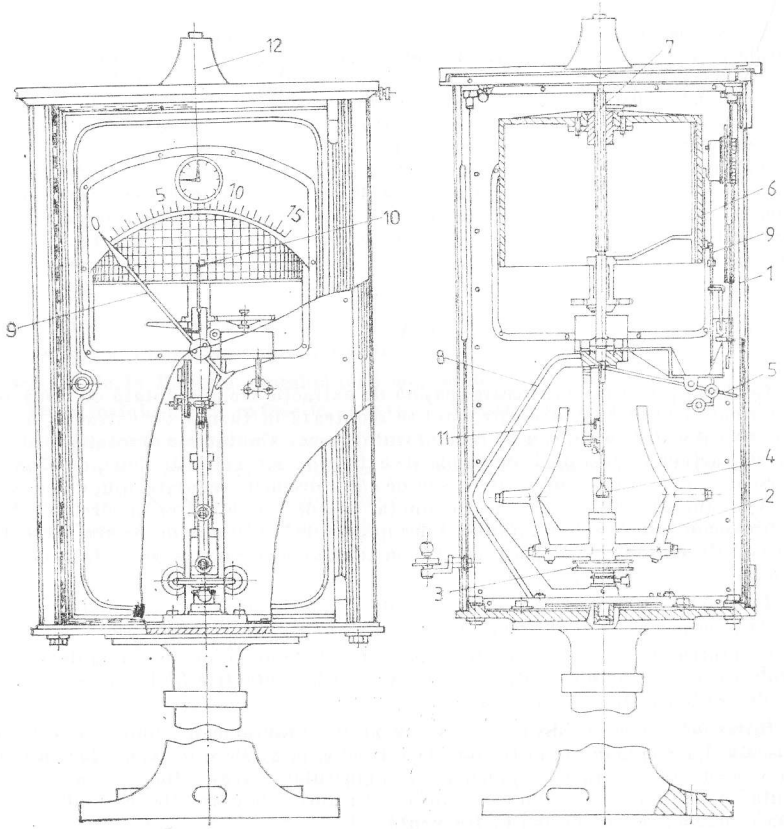



Fig. XXIII.56. Tahometru înregistrator cu mercur.

mijloc, cu diametrul mai mare, se reazemă pe suprafața mercurului plutitorul *4*, a cărui tijă este în legătură cu sistemul de pîrghii *5*. Tubul este pus în mișcare de rotație de la regulatorul de mers prin intermediul roții *3* și a unei transmisii cu curea. Cu cît tubul se rotește cu turație mai mare, cu atît crește cantitatea de mercur ce se retrage, datorită forței centrifuge, în ramurile laterale și deci cu atît mai mult va scădea nivelul acestuia în tubul central, deplasînd în jos plutitorul *4*. Tija plutitorului acționează, prin

intermediul sistemului de pîrghii *5*, acul indicator *9* care indică viteza vaselor de extracție pe un cadran gradat în unități de viteză. Concomitent este acționată pe verticală penița specială *10* care înscrie diagrama vitezei (tahograma) pe tamburul *6* acoperit cu hîrtie specială pentru diagrame și care este susținut pe suportul *8* și acționat cu ajutorul unui mecanism ceasornic. De obicei tamburul face o rotație completă în două ore, după care se deplasează automat pe verticală de-a lungul axului *7*, pentru a evita suprapunerea diagramelor.

Dacă mașina de extracție nu funcționează, penița marchează pe tambur o linie orizontală. Dacă viteza reală a vaselor de extracție depășește limita admisă, contactul mobil *11* montat pe tija plutitorului, prin coborîre, închide circuitul soneriei *12* care generează un semnal acustic, atrăgînd atenția asupra necesității micșorării vitezei.

Tahograma înregistrată permite controlul funcționării instalației (numărul și durata curselor de extracție, staționările etc.).

Tahometrele cu mercur prezintă dezavantajul unei sensibilități reduse la viteze mici. Din acest motiv, la instalațiile moderne de extracție se utilizează tahometre electrice bazate pe tahogeneratoare și selsine fără contact, avînd ca aparat de vizualizare un voltmetru indicator-înregistrator gradat în unități de viteză, montat în pupitru de comandă.

### 1.9.4. LIMITATOARE DE CURSĂ

Conform prescripțiilor, fiecare mașină de extracție trebuie dotată cu două seturi de limitatoare cu cursă, dintre care unul se montează în turnul de extracție, iar celălalt, pe indicatorul de nivel sau pe regulatorul de mers. Contactele limitatoare de cursă în turn sînt acționate nemijlocit de vasele de extracție, iar celelalte două, de către piulițele cursoare ale indicatorului de nivel, sau de către discurile regulatorului de mers.

Așa cum s-a mai precizat, aceste limitatoare de cursă întrerup circuitul de siguranță, provocînd frînarea de siguranță și decuplarea de la rețea a motorului de extracție dacă vasul de extracție a depășit cu 0,5 m nivelul maxim admisibil față de rampa superioară.

În practica industrială, la instalații de extracție se folosesc *limitatoare de cursă cu pîrghii, magnetice* sau *de înaltă frecvență, fără contact*.

Limitatoarele de cursă montate pe indicatorul de nivel nu țin seama de tensiunea din cablu ca urmare a suprainălțării, din care cauză contactele limitatoare montate în turnul de extracție sînt mai precise.

Întrerupătoarele de sfîșit de cursă cu pîrghii funcționează bine numai în atmosferă uscată. La cele montate în turnuri de extracție, pîrghiile sînt expuse loviturilor din partea vaselor de extracție, precum și înghețului. Acest lucru scade simțitor siguranța lor de funcționare, din care cauză în turnurile de extracție se montează întrerupătoare magnetice sau de înaltă frecvență.

Principiul de funcționare a întrerupătoarelor magnetice de sfîrșit de cursă se bazează pe variația parametrilor electrici ai unui traductor sub acțiunea unui cîmp magnetic exterior. În partea superioară a fiecărui vas de extracție se fixează un magnet permanent (fără a depăși conturul lateral al vasului) care, apropiindu-se la distanța reglată (de obicei 200 mm) de traductor, provoacă schimbarea parametrilor electrici ai acestuia. Traductorul este legat printr-un cablu cu instalația de comandă constînd din mai multe relee montate într-o carcasă capsulată care generează semnalul în cazul depășirii nivelului, în vederea aplicării frînei de siguranță.



Limitatoarele de cursă de înaltă frecvență constau, de asemenea, dintr-un traductor și o instalație de comandă. Principiul de funcționare se bazează pe întreruperea oscilațiilor unui generator de înaltă frecvență prin ecranarea conturului acestuia.

Datorită ecranării se modifică parametrii bobinei generatorului: se micșorează inductanțele și crește corespunzător capacitatea. Ca ecran servește corpul vasului de extracție sau o placă metalică specială fixată pe acesta. Traductorul se montează în turn în așa fel încît el să se afle la o distanță de cel puțin 300 mm de părțile metalice ale turnului, iar vasul de extracție se apropie la 80—100 mm de traductor pentru a provoca acționarea lui. Instalația de comandă se amplasează în sala mașinii de extracție.

### 1.9.5. LIMITATOARE DE VITEZĂ

Limitatoarele de viteză trebuie să asigure evitarea depășirii vitezei maxime, precum și controlul scăderii vitezei vaselor de extracție în poziția limită superioară a acestora, în așa fel, încît decuplarea mașinii de către întrerupătorul de sfîrșit de cursă ce protejează instalația împotriva suprainălțării vaselor și aplicarea frînei de siguranță să oprească vasele în limitele suprainălțării admisibile.

Toate instalațiile de extracție, cu viteză de extracție maximă peste 3 m/s, trebuie dotate cu dispozitive care limitează viteza vaselor în apropierea pozițiilor de oprire la cel mult 1,5 m/s și provoacă decuplarea și frînarea concomitentă a instalației în cazul depășirii cu 15% a vitezei maxime admise.

Limitatorul de viteză acționează asupra circuitului frînei de siguranță în cazul depășirii vitezei admise, atît în perioada de mers uniform cît și la încetinire.

Cel mai simplu limitator de viteză care asigură protecția împotriva depășirii vitezei maxime este un releu de viteză mecanic centrifugal care pune în funcțiune frîna de siguranță în cazul depășirii vitezei maxime cu 10—15%.

Limitatoarele de viteză, după principiul de funcționare, pot fi *mecanice* sau *electrice*.

În prezent sînt foarte răspîndite *limitatoarele electrice cu regulatoare*, utilizate pentru împiedicarea suprainălțării de avarie a vaselor de extracție (atît schipuri cît și colivii) și care controlează depășirea vitezei maxime. În fig. XXIII.57 este prezentat un regulator pentru limitarea vitezei, un reostat cu dispozitiv de comutare plan. Aceasta constă din suportul metalic *1* și placa *2* pe care sînt fixate contactele fixe *3*, placa *4*, bornele de ieșire *5*, bloc-contactele *6*, lagărul *7* și pîrghia *8*. Pe pîrghie este fixat contactul mobil (peria) *9*, contragreutatea *10* și rola *11*. În partea posterioară a plăcii se află pachetul de rezistențe *12*. Rola se reazămă pe profilul discului regulatorului de mers și este presată către acesta de contragreutate, ceea ce provoacă deplasarea contactului mobil *9* pe contactele fixe *3* și modificarea rezistenței de reglaj. În poziția limită inferioară a contactului mobil, rezistența de reglaj se află în circuit în întregime, iar în poziția limită superioară este scoasă din circuit.

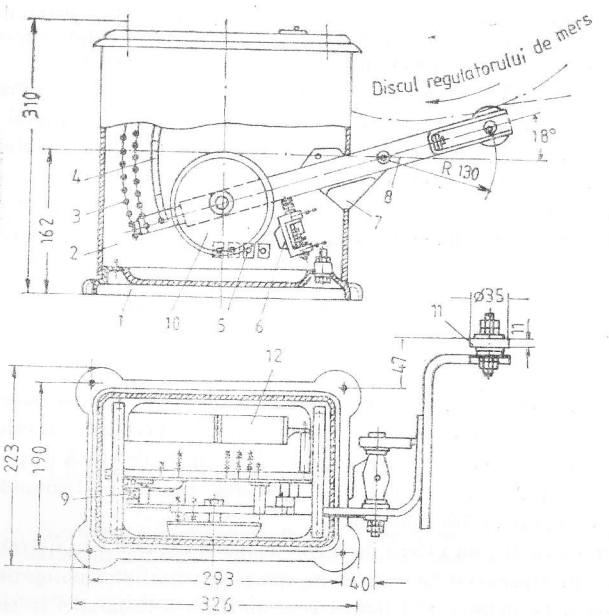



Fig. XXIII.57. Regulator limitator de viteză.

## 1.9.6. DISPOZITIVE DE CONTROL A ALUNECĂR II CABLULUI

Aceste dispozitive se întîlnesc numai la instalațiile de extracție cu roată motoare mono și multicablu. Ele sînt destinate pentru protecția mașinii de extracție în caz ul alunecării cablurilor pe organul de înfășurare în perioada de accelerare și în caz ul frînării cu ajutorul frînei de siguranță.

La instalațiile de extracție moderne cu roată motoare multicablu se utilizează pentru controlul alunecării cablurilor aparate bazate pe compararea spațiului parcurs de periferia roții motoare și a celui parcurs de către cabluri (fig. XXIII.58). Traductoa-

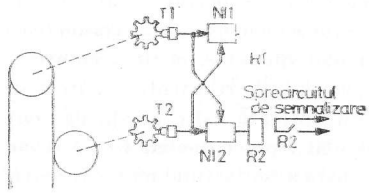



Fig. XXIII.58. Schema de principiu a aparatului pentru controlul alunecării cablului.



rele $T_1$ și $T_2$ montate la arborele roții motoare și respectiv la arborele moletei de deviere furnizează informația în privința deplasării roții motoare și a cablurilor, sub forma unor impulsuri de cale la fiecare 0,5—0,8 m parcurși de către acestea.

Impulsurile de cale ale taductorului $T_1$, după formare, sînt aplicate la intrarea numărătorului $NI_1$, care în același timp primește și impulsurile din partea traductorului $T_2$. În regim normal, fiecărui impuls din partea traductorului $T_1$ îi corespunde un alt impuls provenit de la traductorul $T_2$. Acestea se anulează reciproc astfel, încît la ieșirea n umărătorului nu apare nici un semnal și releul $R_1$ nu acționează.

În cazul alunecării cablului pe roata motoare în perioada de accelerare, numărul de impulsuri provenit de cele două traductoare este diferit și la ieșirea numărătorului $NI_1$ apare un semnal care, amplificat, declanșează releul $R_1$. Acesta, prin intermediul contactului său în circuitul frînei de siguranță, provoacă acționarea acesteia și frînarea instalației.

În timpul unor frînări bruște, alunecarea diferă ca sens față de alunecarea în perioada de accelerare. Numărătorul $NI_2$, de asemenea, primește impulsurile din partea traductorului $T_2$ montat la moleta de deviere, precum și impulsurile de la traductorul $T_1$. Releul $R_2$ acționează în aceleași condiții ca și $R_1$, contactul lui fiind introdus în circuitul de semnalizare acustică a apariției alunecării.

## 1.9.7. APARATE DE SEMNALIZARE

Siguranța de funcționare a instalațiilor de extracție este influențată în mare măsură de funcționarea ireproșabilă a aparatajului de semnalizare. Acesta are rolul de a permite transmiterea informațiilor între rampa de încărcare și cea de descărcare, între rampa de descărcare și mecanicul mașinii de extracție, precum și între diferite puncte ale puțului în cazul reviziei instalației.

Totodată trebuie să existe o legătură telefonică directă între semnalistul de la rampa de descărcare și mecanicul mașinii de extracție și între semnalist și cuplătorii de la orizonturile de extracție.

În cazul reviziei și reparației puțului este permisă utilizarea numai a circuitului de semnalizare special destinat în acest scop.

La extracția cu colivii schema de semnalizare trebuie să prevadă posibilitatea transmiterii directe la mecanismul mașinii de extracție a semnalului „STOP" de la fiecare orizont. Totodată, schema de semnalizare trebuie să excludă posibilitatea transmiterii simultane la mecanic a mai multor semnale de la diferite puncte.

Transmiterea semnalelor poate fi realizată prin următoarele procedee: *direct, prin translație* și *simultan*.

Cel mai răspîndit este procedeul simultan, deoarece necesită o durată minimă de transmitere a semnalelor. La acest procedeu cuplătorul transmite semnalul în același timp atît semnalistului de la rampa de descărcare cît și mecanicului mașinii de extracție.

Aparatura de semnalizare se compune din întrerupătoare, comutatoare, contacte, dispozitive de interblocare, panou cu becuri de semnalizare, indicatoare de semnal cu ac, clopote, claxoane etc.

Întrerupătoarele, soneriile și claxoanele electromagnetice servesc pentru transmiterea semnalelor de cod și de avarie. Raza de audibilitate a acestora este de 140 m (în cazul lipsei zgomotelor înconjurătoare).

Aparatajul de semnalizare se confecționează în execuție protejată împotriva umidității și a prafului.

Alimentarea aparatajului de semnalizare se face de la un transformator separat cu tensiune monofazată de 127 V, utilizîndu-se cabluri în calitate de linii de transmisie.

Atît în sala de comandă cît și la rampele puțului sînt afișate panouri cu codul de semnalizare.

În conformitate cu normele de protecția muncii, fiecare semnal neînțeles se interpretează de către semnalist și de mecanicul mașinii de extracție ca semnal „STOP". În urma unei astfel de situații continuarea extracției se face numai după înștiințarea telefonică (sau prin interfon) a mecanicului privind cauza neclarității semnalului transmis.

În funcție de destinația instalației de extracție și de numărul orizonturilor deservite se utilizează diferite scheme de semnalizare. Dacă instalația servește pentru transportul personalului de la mai multe orizonturi, semnalizarea trebuie să fie atît acustică cît și optică, indicînd totodată orizontul de la care provine semnalul.

În ultimul timp, aparatura de semnalizare se construiește din blocuri unificate cu scopul măririi siguranței de funcționare. Acestea sînt înglobate într-un dulap de comandă capsulat la nivelul fiecărui orizont de extracție, la rampa de primire, precum și în sala de mașini.

## 1.10. CONTROLUL ȘI ÎNTREȚINEREA INSTALAȚIILOR DE EXTRACȚIE

În vederea unei funcționări în bune condiții a instalațiilor de extracție se impune efectuarea sistematică a operațiilor de control și de întreținere atît la partea mecanică cît și la cea electrică.

**Dispozitive de frînare.** Se impune controlul zilnic al stării pîrghiilor și a altor elemente ale organului executor și de acționare a frînei. Trebuie evitată prezența uleiului pe jantele și pe saboții de frînare. În cazul cînd a ajuns ulei pe janta de frînare, aceasta trebuie curățată și spălată cu benzină, apoi uscată.

Săptămînal trebuie verificată siguranța de funcționare a dispozitivelor de blocare a organului de înfășurare. Orice reglare a organului executor al frînei, verificarea sau schimbarea saboților de frînare și alte asemenea lucrări se efectuează cu organul de înfășurare blocat.

Se urmărește permanent funcționarea întrerupătoarelor de sfîrșit de cursă care controlează uzura saboților de frînă, precum și a întrerupătorului de sfîrșit de cursă care controlează cursa pistonului cilindrului frînei de manevră. În cazul cînd cursa depășește valoarea prevăzută (110—150 mm), trebuie să acționeze frîna de siguranță.

La începutul fiecărui schimb trebuie verificată buna funcționare a tuturor ventilelor electropneumatice, dacă sistemul de comandă a frînei include astfel de dispozitive. Pentru verificarea funcționării acestora se fac cîteva alimentări și evacuări de aer din cilindrul frînei de manevră. Trebuie urmărită în permanență sensibilitatea dispozitivului de frînare și cursa în gol a saboților de frînare. Un interstițiu mai mare de 2 mm între saboți și jantă provoacă întîrzieri în procesul de frînare.

Săptămînal trebuie controlată rețeaua de conducte de aer comprimat care alimentează elementele sistemului de frînare din punctul de vedere al etanșeității. Zilnic trebuie eliminat condensul din rezervorul tampon al sistemului pneumatic al frînei.

**Organe de înfășurare.** Săptămînal trebuie verificată rigiditatea tobelor pe butuci și tensionarea șuruburilor pe capacele laterale ale butucilor și lagărelor.



Lunar trebuie verificate îmbinările sudate ale tobelor precum și eventuala ovalizare a jantelor de frînare. La o ovalizare de 1 mm se impune rectificarea jantelor.

Lunar se impune completarea cu cca 500 $cm^3$ a uleiului aflat în lagărele principale ale organului de înfășurare. În cazul lagărelor de rostogolire trebuie verificată puritatea vaselinei și trebuie evitată căderea în lagăre a nisipului, a bucăților de șpan sau a altor particule dure.

Conform prescripțiilor, înălțimea bordurii tobelor trebuie să depășească cu cel puțin 2,5 $d$ nivelul stratului superior de cablu înfășurat, iar în cazul roților motoare, cu cel puțin 1,5 $d$ ($d$ fiind diametrul cablului). În cazul roților motoare, uzura căptușelii de fricțiune trebuie verificată săptămînal. Atunci cînd grosimea căptușelii de fricțiune sub canal devine egală cu diametrul cablului, căptușeala trebuie schimbată. La moletele de deviere trebuie verificată în fiecare schimb starea coroanei, spițelor, axului, lagărelor și a căptușelii (dacă există). Se curăță periodic cu ajutorul unei pene canalul de conducere a cablului. O dată pe schimb se completează lubrifiantul în lagărele moletelor.

O dată pe an se impune verificarea topografică a poziției corecte a moletelor din turn: verticalitatea planului median și orizontalitatea axului. Se impune existența permanentă a unui complet de rezervă de căptușeală pentru obada moletelor de deviere.

**Cabluri de extracție.** Ținînd seama de rolul și importanța pe care le au cablurile în buna funcționare a instalațiilor de extracție, controlului și întreținerii lor trebuie acordată o atenție deosebită.

În timpul exploatării, starea cablurilor de extracție trebuie controlată în permanență, rezultatele acestor controale precum și a încercărilor periodice de rezistență înscriindu-se într-un registru separat pentru fiecare cablu.

Controlul cablurilor de extracție trebuie efectuat zilnic, conform prescripțiilor, înainte de începerea transportului de personal. Controlul stării cablurilor se poate face vizual, printr-o persoană autorizată, sau prin utilizarea unor metode electromagnetice.

La instalațiile de extracție dotate cu organe de înfășurare sub formă de tobe, destinate și transportului de personal sînt admise cel mult două rînduri de înfășurări suprapuse ale cablului, cu condiția ca tobele să fie prevăzute cu canale elicoidale pentru primul rînd de spire ale cablului și cu obligativitatea controlului la începutul fiecărui schimb a stării cablului în zonele de trecere de la un strat de înfășurare la celălalt.

La instalațiile folosite în faza de săpare a puțurilor se admit cel mult trei straturi de înfășurări suprapuse ale cablului pe tobă. Încercările periodice obligatorii de rezistență la tracțiune și îndoire ale cablului trebuie să se facă după cum urmează: înainte de punerea în funcțiune: la fiecare 3 luni pentru cablurile destinate și transportului de personal cu un grad de utilizare de peste 60% din capacitatea de extracție zilnică a instalației; la fiecare 6 luni pentru cablurile desinate și transportului de personal cu un grad de utilizare sub 60% din capacitatea de extracție zilnică.

Încercările de rezistență se efectuează de către un laborator autorizat, pe un eșantion de cablu de 1 m lungime, tăiat din zona de deasupra dispozitivului de lagăre a cablului.

Din cauza faptului că la cablurile de la instalațiile de extracție cu roată motoare precum și la cablurile de echilibru nu pot fi efectuate încercări periodice de rezistență, li se limitează durata de funcționare: 2 ani pentru cablurile de extracție și 4 ani pentru cablurile de echilibru.

Printre factorii care influențează asupra duratei de funcționare a cablurilor de extracție, un rol important îl au și metodele de control a stării cablurilor în timpul exploatării.

Deși metoda vizuală de control, prin stabilirea numărului de fire rupte pe o anumită lungime, este legiferată în multe țări (printre care și în țara noastră), ea comportă un procent important de subiectivism datorită faptului că nu există posibilitatea eviden-

ției firelor rupte din interiorul cablului. Încercările periodice de rezistență permit obținerea unor rezultate obiective, însă ele vizează doar un capăt al cablului, iar această apreciere obținută nu poate fi extinsă pentru întreaga lungime a cablului.

Experiențele numeroase au arătat faptul că gradul de uzură a cablului pe lungime este foarte neuniform și prezintă caracter diferit pentru diferite moduri de înfășurare.

Din acest motiv, o importanță deosebită prezintă metodele de control instrumental al cablurilor, în special la instalațiile cu roată motoare mono sau multicablu, la care nu există nici posibilitatea încercărilor periodice de rezistență, mai ales pentru faptul că aceste cabluri nu pot fi nici unse (în comparație cu cele folosite la instalațiile cu tobe), pentru asigurarea unei valori constante a coeficientului de frecare.

Aparatele de control a cablului se bazează în majoritate pe traductoare inductive, fiind alimentate cu tensiune continuă sau alternativă, generînd cîmpuri magnetice continue sau alternative. Există în funcțiune aparate cu bobine inductoare și cu bobine de măsură separate, sau numai cu bobine inductoare care constituie în același timp și bobina de măsură.

În cazul aparatelor cu cîmp continuu, prevăzute cu bobină de măsură, cablul în calitate de miez de fier se deplasează în interiorul unei bobine inductoare. Distorsiunile cîmpului magnetic, ca urmare a firelor rupte sau a variației de secțiune a cablului (în calitate de miez feromagnetic), provoacă generarea în bobina de măsură (dispusă de asemenea în jurul cablului) a unei tensiuni electromotoare care, amplificată și vizualizată printr-un aparat indicator și înregistrator, furnizează informații privind starea cablului pe toată lungimea lui.

Aparatele fără bobină de măsură se bazează pe variația reactanței inductive a bobinelor inductoare, ca urmare a variației secțiunii cablului în calitate de miez magnetic mobil, prin care se închide circuitul magnetic al sistemului. Bobinele inductoare sînt conectate într-una din ramuri ale unei punți de măsură, iar starea cablului este evidențiată prin gradul de dezechilibrare a punții.

În scopul creșterii duratei de funcționare a cablurilor de extracție, se impune ungerea la intervale regulate a acestora (exceptînd instalațiile cu roată motoare). Datorită ungerii, firele alunecă mai ușor între ele și în același timp sînt protejate împotriva coroziunii. Ungerea trebuie efectuată săptămînal, cu lubrifiant lichid sau mai des cu un amestec consistent de unsoare (de ex. gudron și seu în proporții egale ; o parte seu, două părți ulei și șase părți colofoniu etc.), după o prealabilă curățire a suprafeței. Înlocuirea cablurilor de extracție cu durată de serviciu expirată sau din cauza unei uzuri premature este una din operațiile cele mai importante de întreținere ale instalațiilor de extracție. Modul de înlocuire a fost prezentat mai sus.

**Dispozitive de legare a cablurilor.** Dispozitivele de legare a cablului la vasele de extracție trebuie să fie dimensionate în așa fel încît să prezinte un coeficient de siguranță de minim 10 la colivii și schipuri și minim 13 la chible, în condiții statice.

Periodic, cel mult la fiecare 6 luni, trebuie efectuată revizia în atelier a dispozitivelor de legare, a tijelor coliviilor precum și arcurilor paracăzătorilor.

În cazul instalațiilor de extracție multicablu, aceste verificări se fac fără demontare, după o prealabilă curățire, prin ciocănire și vizual cu lupa, iar la fiecare 2 ani se efectuează verificări defectoscopice, nedistructive.

Rezultatele tuturor acestor verificări se consemnează în registrul de evidență.

Durata de serviciu normată a dispozitivelor de legare este de 10 ani, ea putînd fi prelungită cu încă maximum 10 ani pe baza verificărilor periodice și cu aprobările de rigoare.

**Vase de extracție.** Coliviile destinate și transportului de personal trebuie să aibă două dispozitive de suspendare, independente unul de celălalt.



Jocul maxim admis între glisiera coliviei și ghidajul acesteia pe toate fețele de contact este de 10 mm în cazul ghidajelor de lemn și de 5 mm în cazul ghidajelor metalice.

Paracăzătorii cu care sînt dotate coliviile de extracție destinate și transportului de personal trebuie verificate prin căderea liberă a coliviilor : o dată pe lună la coliviile cu 1—2 vagonete și odată la 6 luni la coliviile cu peste 2 vagonete. Conform prescripțiilor, aceste probe se execută cu o încărcătură de 5000 N/m² din suprafața fundului coliviei, iar spațiul maxim permis parcurs de colivie este de 100 mm. Dacă organul de înfășurare este o roată motoare, încercarea paracăzătorilor nu se efectuează prin cădere liberă.

Arcurile paracăzătorilor se supun trimestrial unei revizii în atelier, timpul lor de funcționare fiind limitat la 3 ani, fără drept de prelungire.

**Subansamblurile sistemului de acționare.** Se impune îndepărtarea sistematică a prafului depus pe motorul electric principal prin ștergere, printr-un jet de aer comprimat la presiunea de 2—3 bar sau cu ajutorul unui aspirator.

Se controlează în permanență starea inelelor de contact ale rotorului ; acestea trebuie să aibă suprafața curată, iar în cazul ovalizării acestora cu peste 0,5 mm, se impune corectarea profilului lor.

La fiecare 20 de zile trebuie verificată starea tuturor contactelor motorului.

Trebuie controlată periodic starea inversorului și a întrerupătorului de înaltă tensiune și în special încălzirea carcasei acestuia. Cauzele încălzirii pot fi presiunea insuficientă între contacte, slăbirea șuruburilor la părțile conducătoare de curent.

La decuplarea separatoarelor trebuie verificată periodic starea suporților izolanți, părțile conducătoare de curent, precum și mecanismul de acționare. O atenție deosebită se acordă închiderii simultane a tuturor contactelor.

La fiecare 6 luni, se impune verificarea caracteristicilor uleiului din întrerupătoare, se verifică totodată periodic starea tehnică a reostatelor rotorice, a releelor, a selsinelor, precum și a contactelor limitatoare de cursă, precum și a altor traductoare a căror contacte de protecție sînt incluse în circuitul de declanșare a frînei de siguranță.

# 2. INSTALAȚII DE AERAJ

## 2.1. CLASIFICAREA VENTILATOARELOR, ACȚIUNEA LOR ASPIRANTĂ ȘI REFULANTĂ

Ventilatoarele sînt turbomașini de lucru care, cu ajutorul unei mici diferențe de presiune față de presiunea atmosferică, vehiculează gaze sau amestec de gaze. Deoarece este nevoie să fie vehiculată o mare cantitate de gaze, în acest scop sînt potrivite numai turbomașinile de lucru așa cum sînt ventilatoarele radiale și axiale.

Presiunea sau depresiunea pe care o creează este necesară pentru învingerea existențelor de aeraj din lucrările miniere, din burlane de aeraj, din hale de uzine etc.

**Clasificarea ventilatoarelor.** Clasificarea turbomașinilor de lucru pentru gaze se face în funcție de raportul dintre presiunea finală $P_f$ cu care gazul iese din turbomașină și presiunea inițială a gazului $P_i$.

În funcție de acest raport turbomașinile de lucru pentru gaze se clasifică astfel :
— ventilatoare : $P_f/P_i$ = peste 1 pînă la 1,1 ;
— turbosuflante : $P_f/P_i$ = peste 1,1 pînă la 3 ;
— turbocompresoare : $P_f/P_i$ = peste 3.

În funcție de presiunea sau depresiunea totală pe care o creează, ventilatoarele se împart în trei categorii :
— ventilatoare de joasă presiune (depresiune) — pînă la 160 mm $H_2O$* ;
— ventilatoare de presiune medie — peste 160 pînă la 400 mm $H_2O$ ;
— ventilatoare de înaltă presiune — peste 400 pînă la 1000 mm $H_2O$.

În funcție de sensul de curgere a gazului prin rotor, ventilatoarele sînt de două feluri :
— radiale (cunoscute și sub denumirea de centrifuge) ;
— axiale.

Celelalte clasificări nu prezintă importanță pentru industria minieră,

**Acțiunea aspirantă și refulantă a ventilatoarelor.** În cazul în care ventilatorul aspiră aerul viciat din mină printr-un puț de aeraj și în locul lui intră aer proaspăt din atmosferă printr-un alt puț sau altă lucrare minieră (galerie, suitoare etc.) se spune că ventilatorul lucrează *aspirant* sau că are acțiune aspirantă și creează depresiune.

Dacă ventilatorul aspiră aer proaspăt din atmosferă și-l refulează în mină printr-o lucrare minieră și iese apoi afară prin altă lucrare minieră se spune că ventilatorul lucrează *refulant*, sau că are acțiune refulantă, iar el creează presiune.

Astfel dacă se ia în considerare că în cazul funcționării refulante ventilatorul creează presiunea totală $h$ mm $H_2O$ iar în cazul funcționării aspirante creează depresiunea totală — $h$ mm $H_2O$ față de presiunea atmosferică $p_a$, atunci, în general, este cunoscut că $h = h_{st} + h_d$, unde $h_{st}$ este presiunea statică creată de ventilator, iar $h_d$ presiunea dinamică.

Se pune acum problema să se compare presiunea din conducta unui ventilator cu presiunea atmosferică.

Dacă ventilatorul lucrează *refulant*, atunci în conductă există suprapresiune față de presiunea atmosferică, adică presiunea statică absolută în conductă va fi $p_a + h$, adică va fi presiunea atmosferică plus presiunea totală creată de către ventilator în care intră și presiunea dinamică, adică se compară presiunea : $(p_a + p_{st}) + p_d$ cu presiunea atmosferică $p_a$, iar suprapresiunea $h$ creată de ventilator va fi :

$$h = (p_a + h_{st}) + h_d - p_a = p_{st} + p_d \qquad (2.1)$$

Dacă ventilatorul lucrează *aspirant*, atunci în conducta ventilatorului va exista depresiune, adică o presiune mai mică decît presiunea atmosferică.

Presiunea statică absolută este egală cu presiunea barometrică din care se scade depresiunea creată de ventilator, adică se compară :
$(p_a - p_{st}) + p_d$ cu presiunea barometrică.
Depresiunea totală creată de ventilator este :

$$-h = p_a - p_{st} + p_d - p_a = -p_{st} + p_d \qquad (2.2)$$

Presiunea respectiv depresiunea creată de ventilatoare se măsoară în mm $H_2O$.

$$1 \text{ mm } H_2O \approx 1 \text{ kgf/m}^2 \approx 9{,}81 \text{ N/m}^2 \approx 9{,}81 \text{ Pa}$$

*) Conform legii 27/3. XI. 1978 milimetru coloană de apă este admis ca unitate de măsură pentru presiune (1 mm $H_2O \approx 1$ kgf/m$^2 \approx 9{,}80665$ N/m$^2$).



Presiunea de o atmosferă tehnică reprezintă presiunea de 735,6 mm Hg sau 10 000 mm $H_2O$, iar presiunea de 1 bar reprezintă presiunea de 750 mm Hg sau 10 200 kgf/m$^2$.

**Presiunea dinamică** creată de ventilator, $p_d$, se calculează cu relația :

$$p_d = \frac{c^2\gamma}{2g} \text{ [mm } H_2O] \qquad (2.3)$$

în care : $c$ este viteza de ieșire a aerului din ventilator, m/s, iar $\gamma$ greutatea volumică a acestuia. În Pascali $p_d$ are valoarea :

$$p_d = 9{,}81\frac{c^2\gamma}{2g} \text{ [Pa]}$$

Această relație (2.3) are valoare exactă numai pentru fluide incompresibile, adică pentru lichide. Pentru aer și, în general, pentru gaze, exactitatea acestei relații scade odată cu creșterea vitezei aerului, deoarece se schimbă greutatea volumică a gazului.

Dacă se consideră că o greșeală de 0,5% poate fi neglijată, atunci relația (2.3) poate fi utilizată pînă la o viteză a aerului de 50 m/s.

Peste această viteză, relația dintre presiunea dinamică și viteza gazului se va exprima printr-o relație mai exactă, care ține seama de transformarea adiabatică :

$$p_d = h_{st}\left[\left(\frac{c^2}{2g}\cdot\frac{1}{RT}\,\frac{k-1}{k}+1\right)^{\frac{k}{k-1}}-1\right] \qquad (2.4)$$

pentru aer $R = 29{,}27$ iar $p_d = h_{st}\left[\left(\frac{c^2}{2g}\cdot\frac{1}{29{,}27}0{,}286+1\right)^{3{,}5}-1\right]$ (2.4, a)

Dacă în relația (2.3) se alege greutatea volumică pentru aer $\gamma = 1{,}225$ kg/m$^3$ respectiv densitatea $\varrho = 0{,}125 = 1/8$ kg $\cdot$ s$^2$/m$^4$ care corespunde la o stare a aerului de $B_0 = 760$ mm Hg și o temperatură $t = 15°$ C, atunci relația amintită se simplifică mult și devine :

$$p_d = \frac{c^2}{16} \text{ [mm } H_2O] \qquad (2.3, a)$$

Pentru $t = 15°$ C respectiv $T = 288$ K, relația (2,4, a) ia forma :

$$p_d = h_{st}\left[\left(\frac{c^2}{578\,871{,}5}+1\right)^{3{,}5}-1\right] \text{ [mm}H_2O] \qquad (2.4, b)$$

## 2.2. VENTILATOARE RADIALE

În fig. XXIII.59 se vede un ventilator radial în secțiune transversală și longitudinală. Pe axul *1* al ventilatorului este împănat, cu ajutorul butucului *3*, rotorul *2*. Axul și odată cu el rotorul *2* este pus în mișcare de rotație prin intermediul șaibei *6*

construită pentru curele trapezoidale. În locul șaibei *6* poate să fie o roată dințată atunci cînd motorul acționează ventilatorul prin intermediul unui angrenaj. Axul *1* este montat în lagărele *4* și *5* și la capătul lui se găsește șaiba *6*. Lagărele sînt fixate pe postamentul *7* care este legat rigid cu carcasa spirală *8* a ventilatorului. Paletele *9* sînt pe de o parte legate cu rotorul *2*, pe de altă parte cu discul *10* și împreună formează rotorul. Orifi-

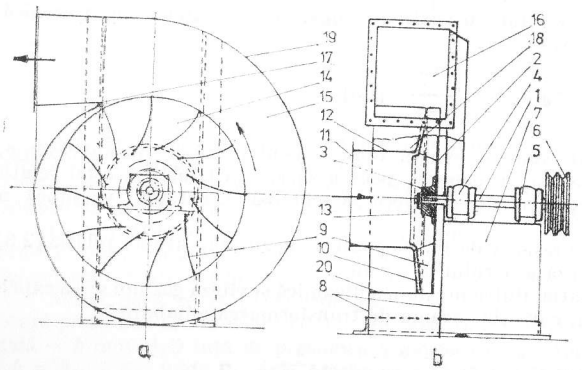



Fig. XXIII.59. Schița ventilatorului radial în secțiune transversală (*a*) și longitudinală (*b*).

ciul conductei de aspirare *11* dă posibilitate aerului să ajungă în conducta de aspirare *12* de unde acesta, prin orificiul circular al discului *10*, ajunge în canalele rotorului *14*. Canalele rotorului sînt formate de rotorul *2* (discul posterior), paletele rotorului *9* și discul (anterior) *10*. Datorită forței centrifuge care pe cercul de intrare a aerului în rotor creează depresiune și pe cercul de ieșire a rotorului creează presiune, din canalele rotorului aerul ajunge în carcasa spirală *15* și de aici la orificiul de ieșire din ventilator, *16*. Carcasa spirală începe cu o secțiune mică *17* și se lărgește treptat prin intermediul peretului exterior *19*.

În interior canalul spiral *15* este limitat de peretele *18* respectiv *20* și de conturul exterior al rotorului.

Sensul de rotație al rotorului este cel arătat de săgeată, de la dreapta la stînga, adică invers față de sensul de rotire a acelor de ceasornic.

Nu este regulă generală pentru sensul de rotație, el poate fi și de la stînga la dreapta, așa cum este în fig. XXIII.60, unde se văd diagramele vitezelor pe cercul de intrare $D_1$ și pe cercul de ieșire $D_2$ al rotorului.

Indicele 1 este pentru parametrii de pe cercul de intrare și indicele 2 pentru cercul de ieșire a aerului din rotor.

$w_1$, $w_2$ sînt vitezele relative ale gazului (aerului), m/s; $c_1$, $c_2$ — vitezele absolute ale gazului (aerului), m/s; $u_1$, $u_2$ — vitezele periferice ale rotorului, m/s.

Pentru ventilatoare care au rotoare cu intrare radială a aerului, $\alpha_1 = 90°$.

Presiunea sau depresiunea teoretică, $h_t$, creată de ventilatorul radial este:

$$h_t = \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2 \gamma}{g} \quad [\text{mmH}_2\text{O}]$$

unde $\gamma$ este greutatea volumică a aerului, kg/m³.



Presiunea efectivă, $h$, este:

$$h = \eta_h h_t = \eta_h \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2 \gamma}{g} \quad [\text{mmH}_2\text{O}] \qquad (2.5)$$

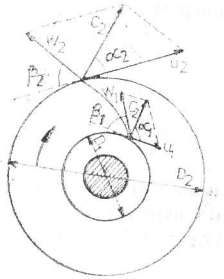



Fig. XXIII. 60. Diagrama vitezelor pe cercul de intrare $D_1$ și de ieșire $D_2$ al ventilatorului.

În sistemul internațional SI:

$$h_{tN} = 9{,}81\, h_t \ [\text{N/m}^2] \text{ respectiv } [\text{Pa}]$$

$$h_N = 9{,}81\, h.$$

Forma simplificată a ecuației (2.5) este:

$$h = \frac{\gamma}{g} \eta_h \left( \frac{1}{1 + \frac{\text{tg}\, \alpha_2}{\text{tg}\, \beta_2}} \right) u_2^2 \ [\text{mm H}_2\text{O}]$$

$$\frac{\gamma}{g} = \rho\,; \quad \eta_h \left( \frac{1}{1 + \frac{\text{tg}\alpha_2}{\text{tg}\, \beta_2}} \right) = \psi' \quad \text{iar}$$

$$h = \rho \psi' u_2^2 \ [\text{mm H}_2\text{O}] \qquad (2.6)$$

$u_2 = \dfrac{\pi D_2 n}{60}$ [m/s] unde $n$ este numărul de rotații a ventilatorului, rot/min.

Pentru calcule aproximative:

$\psi' = 0{,}6 \ldots 0{,}7$ pentru rotoare cu paletele curbate înapoi;

$\psi' = 0{,}6 \ldots 0{,}8$ pentru rotoare cu palete radiale;

$\psi' = 0{,}8 \ldots 1{,}1$ pentru rotoare cu palete curbate înainte.

Rotoarele ventilatoarelor radiale se construiesc cu $\sphericalangle \alpha_1 = 90°$.

### 2.2.1. DETERMINAREA DIMENSIUNILOR MAI IMPORTANTE ALE VENTILATOARELOR RADIALE

**Dimensionarea rotorului.** Conducta de aspirare a ventilatorului care are diametrul interior $D_0$ trebuie să fie dreaptă pe o lungime de minimum (2 ..3) $D_0$. Viteza de curgere a aerului în conducta de aspirare $c_0$ are valoarea :

$$c_0 = \frac{Q}{c_0 \frac{\pi}{4} D_0^2 \eta_V} \quad [\text{m/s}] \tag{2.7}$$

unde : $Q$ este debitul ventilatorului, $m^3/s$ ; $c_0$ — coeficientul de umplere a conductei de aspirare cu aer ($c_0 = 0{,}90 \ldots 0{,}95$) ; $\eta_V$ — randamentul volumic al ventilatorului ($\eta_V = 0{,}75 - 0{,}95$).

Diametrele $D_0$, $D_1$ și $D_2$ se calculează din raporturile constructive care trebuie să fie între ele. Este recomandabil ca diametrul $D_1$ optim să se calculeze din relația analitică :

$$D_{1\,opt.} = 2{,}89 \sqrt[3]{\frac{2}{\sin 2\beta_1}} \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} \quad [\text{m}] \tag{2.8}$$

$$D_0/D_1 = 1 \ldots 1{,}1 ; \qquad D_2/D_1 = 1{,}5 \ldots 2.$$

Lățimile rotorului la intrarea și ieșirea gazului din rotor $b_1$ și $b_2$ (fig. XXIII.61) se pot calcula după relațiile :

$$b_1 = \frac{Q}{1{,}1\,\pi D_1 c_{1r}} \quad [\text{m}] \tag{2.9}$$

$$b_2 = b_1 \frac{c_{1r}}{c_{2r}} \quad [\text{m}] \tag{2.10}$$

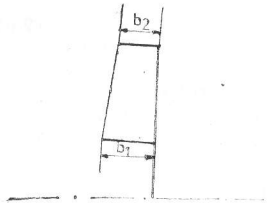



Fig. XXIII. 61. Lățimea rotorului la intrarea și ieșirea aerului din el.

în care : $c_{1r}$ și $c_{2r}$ sînt componentele radiale ale vitezelor absolute $c_1$ și $c_2$ ale gazului la intrarea și ieșirea din rotor.

În fig. XXIII.62, *a* se văd componentele radiale ale vitezelor absolute $c_1$ și $c_2$. Intrarea aerului în rotor este radială ($\sphericalangle \alpha_1 = 90°$), iar viteza absolută la intrare $c_1 = c_{1r}$,



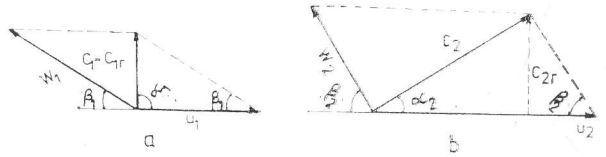
adică este egală cu componenta ei radială :

$$c_1 = c_{1r} = u_1 \operatorname{tg} \beta_1 \tag{2.11}$$

Din fig. XXIII.62 se vede că $c_{2r}$, componenta radială a vitezei absolute la ieșirea din rotor, are valoarea :

$$c_{2r} = c_2 \sin \alpha_2 \quad [\text{m/s}] \tag{2.12}$$

Fig. XXIII. 62. Diagrama vitezelor aerului la intrarea (*a*) și la ieșirea (*b*) din rotor.




sau după cîteva calcule simple se ajunge la relația :

$$c_{2r} = \frac{u_2}{\operatorname{ctg} \alpha_2 + \operatorname{ctg} \beta_2} \quad [\text{m/s}] \tag{2.13}$$

În general $\sphericalangle \beta_1 = 25° \ldots 75°$

Numărul de palete $z$ al rotorului se calculează din relația :

$$z = 8{,}5 \frac{\sin \beta_2}{1 - \frac{R_1}{R_2}} \tag{2.14}$$

Numărul de palete rezultat din calcul se rotunjește în sus ca să fie 6 ori 8, sau multiplu de 6 sau 8.

Numărul de palete se mai obișnuiește să se determine la ventilatoare punînd condiția ca pasul mediu $t_m$ între ele pe cercul mediu să fie :

$t_m \leqslant \frac{D_2 - D_1}{2}$, iar numărul de palete $z$ va fi :

$$z = \frac{(D_2 + D_1)}{2 t_m} \tag{2.15}$$

În fig. XXIII.63 se vede pasul mediu $t_m$ al paletelor pe cercul mediu $D = \frac{D_2 + D_1}{2}$.

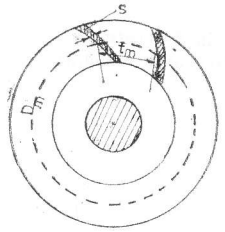



Fig. XXIII. 63. Pasul mediu $t$ al paletelor pe cercul mediu $D_m$.

**Dimensionarea statorului (amortizorului).** Statorul este mai rar folosit la ventilatoare, deoarece cel mai important rol al său, de a transforma energia cinetică în potențială, respectiv presiunea dinamică în presiune statică, este luat de carcasa spirală și de difuzor.

Conform fig. XXIII.64, diametrul de intrare al statorului, $D_3$, se calculează din relația :

$$D_3 = D_2 + 2\,i(13D)\quad i = 0{,}6\,\frac{D_2}{1000} + 0{,}1 \ldots 0{,}2\ [\text{mm}] \tag{2.16}$$

în care $i$ este interstițiul dintre rotor și stator.

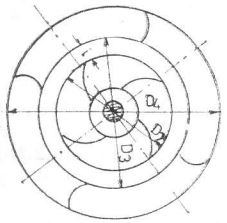



Fig. XXIII. 64. Schița de dimensionare a statorului ventilatoarelor.

Diametrul $D_3$ al statorului se mai poate calcula și din relația :

$$D_3 = 1{,}005\ D_2 \tag{2.17}$$

Diametrul de ieșire al statorului, $D_4$, se calculează din relația :

$$D_4 = 1{,}5\ D_2 \tag{2.18}$$

Lățimea statorului la intrare, $b_3$, se calculează din relația :

$$b_3 \cong 1{,}05\ b_2 \tag{2.19}$$

Lățimea statorului la ieșire $b_4$ este egală cu lățimea $b_3$ ; citeodată lățimea statorului la ieșire $b_4$ este mai mare ca lățimea statorului la intrare $b_3$ cu 1 pînă la 2 mm. De asemenea, sînt construcții de ventilatoare la care $b_3 = b_2$.

Numărul de palete ale statorului $z_s$ este mai mare cu 1 decît numărul $z$ de palete ale rotorului, adică :

$$z_s = z + 1$$

Curentul de aer este mult mai bine condus prin ventilator dacă acesta are stator.

**Cele mai importante caracteristici adimensionale ale ventilatoarelor radiale** sînt :

— Coeficientul de debitare .

$$\varphi = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} D_2^2 u_2} \qquad (Q = \text{m}^3/\text{s})$$



— Caracteristica adimensională de presiune, sau coeficientul de presiune ($\psi$) :

$$\psi = \frac{h}{u_2^2 \frac{\rho}{2}} \quad \text{sau} \quad \psi = \frac{\rho u_2 c_{2u}}{u_2^2 \frac{\rho}{2}} = 2\,c_{2u}\,u_2$$

— Caracteristica adimensională a puterii

$$\lambda = \frac{P_t}{\frac{\rho}{2} \frac{\pi D_2^2}{4} u_2^3}$$

— Turația specifică ($n_s$) :

$$n_s = n\,\frac{Q^{1/2}}{h^{3/4}} \quad (n = \text{turația ventilatorului})$$

Caracteristicile adimensionale servesc pentru compararea ventilatoarelor între ele, mai ales cînd este vorba de a alege un ventilator din cataloage, ținînd seama de condițiile tehnice în care va funcționa. Trebuie menționat că aceste caracteristici adimensionale, în sensul unui model mecanic, corespund numai similitudinii geometrice și nu și celei mecanice, deoarece la modelele ventilatorului nu se poate asigura în condiții destul de bune și similitudinea mecanică.

## 2.2.2. CALCULUL PUTERII DE ACȚIONARE A VENTILATOARELOR

Ventilatoarele folosite în minerit sînt acționate electric, pneumatic sau electropneumatic.

Calculul puterii de acționare se face la fel, atît pentru ventilatoarele radiale cît și pentru cele axiale.

**Calculul puterii de acționare după sistemul tehnic (vechi).** Calculul puterii utile sau teoretice, $P_t$, se face cu relația :

$$P_t = Q \cdot h/102 \qquad [\text{kW}] \tag{2.20}$$

în care $Q$ este debitul util al ventilatorului, $\text{m}^3/\text{s}$ ; $h$ — presiunea utilă a ventilatorului, $\text{kgf/m}^2$ respectiv mm $H_2O$.

Puterea la axa ventilatorului $P_m$ :

$$P_m = P_t/\eta_v\eta_h\eta_{mec}\eta_{tr} = Q \cdot h/\,102 \cdot \eta_v\eta_d\eta_{mec}\eta_{tr} \qquad [\text{kW}] \tag{2.21}$$

unde : $\eta_v$ este randamentul volumic al ventilatorului ($\eta_v = 0{,}75 \ldots 0{,}95$ pentru ventilatoarele radiale și $\eta_v = 0{,}85 \ldots 0{,}98$ pentru ventilatoarele axiale) ; $\eta_h$ — randamentul hidraulic al ventilatorului ($\eta_h = 0{,}60 \ldots 0{,}85$ atît pentru ventilatorul radial cît și pentru cel axial) ; $\eta_{tr}$ — randamentul de transmisie atunci cînd motorul acționează ventilatorul prin intermediul unei transmisii cu curea sau printr-un angrenaj, așa cum este cazul la ventilatoarele radiale. În acest caz $\eta_{tr} = 0{,}92 \ldots 0{,}96$.

Ventilatoarele axiale sînt cuplate direct cu motorul de acționare. În acest caz $\eta_{itr} = 1$.

Puterea motorului se alege în totdeauna mai mare decît cea rezultată din calcul. Dacă din catalogul uzinelor constructoare de motoare s-a ales un motor de puterea $P'_m$ atunci coeficientul de suprasarcină $K$ este:

$$K = P'_m/P_m = 1{,}05 \ldots 1{,}25.$$

Puterea absorbită de la rețea, $P_{ab}$, are valoarea:

$$P_{ab} = P_m/\eta_{mot} = Qh \cdot h/102\, \eta_v \eta_h \eta_{mec} \eta_{itr} \eta_{mot} \quad [\text{kW}] \tag{2.22}$$

unde $\eta_{mot}$ este randamentul motorului și valoarea lui se ia din catalogul uzinei constructoare de motoare.

Cu ajutorul puterii absorbite de la rețea se fac calculele economice, adică se determină consumul de energie pe m³ de aer antrenat de ventilator respectiv costul acesteia.

Ventilatoarele fiind mașini cu mersul continuu, numărul orelor de funcționare pe an va fi $365 \times 24 = 8760$ ore/an. Consumul de energie pe an $E_{av}$ pentru acționarea ventilatoarelor va fi:

$$E_{av} = 8760\ P_{ab} \qquad [\text{kWh/an}]$$

Cantitatea de aer debitată anual de ventilator $Q_{an}$ va fi:

$$Q_{an} = 8760\ Q_h \quad [\text{m}^3 \text{ aer/an}]$$

unde $Q_h$ este debitul ventilatorului, m³ aer/h.

Consumul specific de energie, $w$, va fi:

$$w = E_{av}/Q_{an} \quad [\text{kWh/m}^3 \text{ aer}]. \tag{2.23}$$

Dacă $w$ se înmulțește cu costul unui kWh, se obține costul energiei pentru antrenarea unui m³ de aer din mină.

**Calculul puterii în sistemul internațional (SI)**

$$P_t = Q \cdot h_N/1000 \qquad [\text{kW}] \tag{2.24}$$

unde: $Q = m^3/s$; $h_N$ este presiunea sau depresiunea creată de ventilator, N/m² sau Pa

$$(h_N = 9{,}81\ h).$$

Puterea la axa motorului:

$$P_m = P_t/\eta_v \eta_h \eta_{mec} \eta_{itr} = Q \cdot h_N/1000\, \eta_v \eta_h \eta_{mec} \eta_{itr} \quad [\text{kW}] \tag{2.25}$$

Puterea absorbită din rețea:

$$P_{ab} = P_m/\eta_{mot} = Q \cdot h_N/1000\, \eta_v \eta_h \eta_{mec} \eta_{itr} \qquad [\text{kW}] \tag{2.26}$$

Calculul consumului specific de energie și a costului energiei necesare pentru antrenarea unui metru cub de aer se face ca și la sistemul tehnic.



### 2.2.3. CURBELE CARACTERISTICE ALE VENTILATOARELOR RADIALE

**Dependența dintre presiune și debit în funcție de curbura paletelor.** La turbomașinile de lucru ideale, adică fără pierderi de energie, dependența dintre presiune și debit are forma unei drepte și nu a unei curbe. Ventilatoarele se construiesc cu palete curbate înapoi, radiale și înainte.

Relația de bază care dă dependența dintre presiune (depresiune) și debit este:

$$h = \frac{\gamma}{g}\left(u_2^2 - \frac{Q \cdot u_2}{\pi D_2 b_2} \operatorname{ctg} \beta_2\right) \qquad [\text{mmH}_2\text{O}] \tag{2.27}$$

sau

$$h_N = \gamma\left(u_2^2 - \frac{Qu_2}{\pi D_2 b_2} \operatorname{ctg} \beta_2\right) \qquad [\text{N/m}^2] \tag{2.27, a}$$

*Cazul 1.* Ventilatorul are palete curbate înapoi, $\sphericalangle \beta_2 < 90°$, (fig. XXIII.65). Săgeata indică sensul de rotație al rotorului.

În această situație $\operatorname{ctg} \beta_2 > 0$. Notînd $\operatorname{ctg} \beta_2 = m$ la turație constantă $u_2$ este constant și, pentru același ventilator, $\pi$, $D_2$, $b_2$ sînt constante.

În această situație se poate scrie:

$$u_2/\pi D_2 b_2 = K_1$$

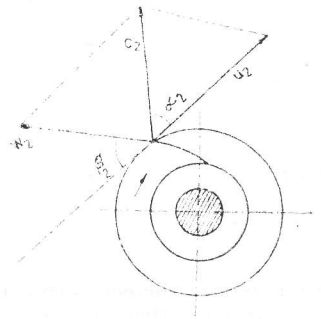



Fig. XXIII. 65. Diagrama vitezelor la ieșirea din rotorul cu palete curbate înapoi.

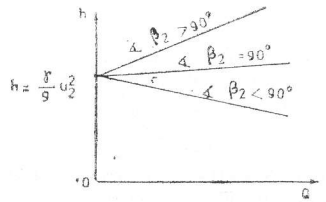



Fig. XXIII. 66. Variația presiunii funcție de debit la ventilatorul ideal cu palete curbate înapoi, radiale și curbate înainte.

iar relația (2.27) se poate scrie:

$$h = \frac{\gamma}{g}(u_2^2 - K_1 Qm) \tag{2.28}$$

Ecuația (2.28) reprezintă o dreaptă care scade liniar odată cu debitul, de la valoarea $\frac{\gamma}{g} u_2^2$ (fig. XXIII.66).

*Cazul 2.* Ventilatorul are palete radiale. În această situație $\sphericalangle \beta_2 = 90°$; $\operatorname{ctg} \beta_2 = 0$;

$$h = \frac{\gamma}{g} u_2^2 \tag{2.29}$$

Conform relației (2.29), dependența dintre presiune (depresiune) și debit este o dreaptă paralelă cu axa absciselor (fig. XXIII.66).

Un rotor cu palete radiale se vede în fig. XXIII.67.

*Cazul 3.* Rotorul ventilatorului are palete curbate înainte (fig. XXIII.68). În această situație $\sphericalangle \beta_2 > 90°$, iar $\operatorname{ctg} \beta_2 < 0$. Notînd $\operatorname{ctg} \beta_2 = -m'$, relația (2.27) devine:

$$h = \frac{\gamma}{g} (u_2^2 + K_1 Q m') \tag{2.30}$$

Adică dependența dintre presiune (depresiune) și debit este exprimată printr-o dreaptă care crește odată cu debitul de la valoarea $\frac{\gamma}{g} u_2^2$, așa cum se vede în fig. XXIII.66.

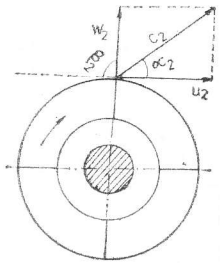



Fig. XXIII.67. Diagrama vitezelor la ieșirea din rotorul cu palete radiale.

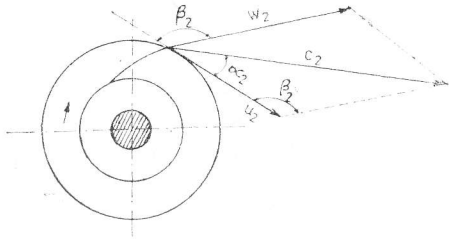



Fig. XXIII.68. Diagrama vitezelor la ieșirea din rotorul cu palete curbate înainte.

**Ridicarea curbelor caracteristice ale ventilatoarelor.** Curbele caracteristice ale ventilatoarelor radiale și axiale se iau pe standul de probă al uzinelor constructoare, dar se pot lua și la stațiile de ventilatoare ale exploatărilor miniere.

În cazul unei mașini ideale s-a văzut că dependența dintre presiune și debit este o dreaptă. Dacă se ține seama de scăderea presiunii (depresiunii) datorită numărului finit de palete ale ventilatorului, de pierderea de presiune a aerului la curgerea sa prin ventilator și care este proporțională cu pătratul vitezei, cît și de turbionările care au loc atunci cînd ventilatorul funcționează mult sub debitul său nominal sau mult deasupra



lui, în această situație dependența dintre presiune și debit este o curbă a cărei formă, în linii mari, seamănă cu cele arătate la mașina ideală, dacă se ține seama de curbura paletelor.

În afară de curba caracteristică $h = f(Q)$ mai sînt două curbe caracteristice:
— puterea funcție de debit: $P = f(Q)$;
— randamentul funcție de debit: $\eta = f(Q)$.

Curba presiunii funcție de debit, $h = f(Q)$ și $P = f(Q)$, se determină prin măsurători, iar $\eta = f(Q)$ se poate determina din celelalte două curbe caracteristice trasate.

Deși este cunoscut, se reamintește procedeul de trasare a curbelor caracteristice ale ventilatoarelor, mai ales că atunci cînd acestea se recepționează în exploatările miniere, este neapărat necesar ca ele să fie trasate, pentru a putea vedea domeniul de utilizare, ținînd seama și de *curba de aeraj a minei* și pentru a vedea domeniul de funcționare cu randament maxim.

Cînd se trasează curbele caracteristice, pe axa absciselor se pune debitul ventilatorului, iar pe axa ordonatelor se iau trei scări: pentru presiune în mm $H_2O$, pentru putere în kW și pentru randament în %, așa cum se vede în fig. XXIII.69.

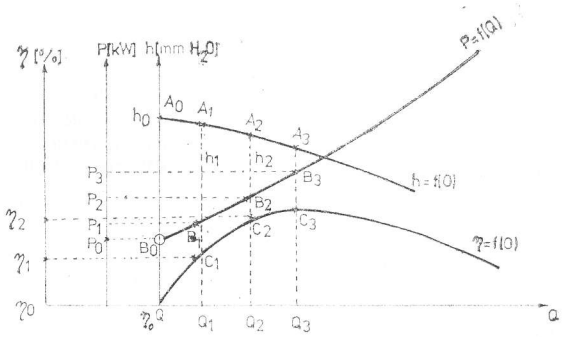



Fig. XXIII.69. Ridicarea curbelor caracteristice ale ventilatoarelor.

Cu ajutorul unor registre (fig. XXIII.70) se poate strangula debitul ventilatorului, pentru a obține mai multe puncte ale curbei caracteristice presiune funcție de debit, Registrele care au diferite secțiuni libere pentru trecerea aerului, iar unul este plin, se montează între flanșele conductei de aspirare. Primul registru care se introduce între flanșele conductei de aspirare este registrul plin. Debitul dat de ventilator în această situație este zero și se măsoară cu depresiometrul presiunea sau depresiunea creată de ventilator, care se notează cu $h_0$.

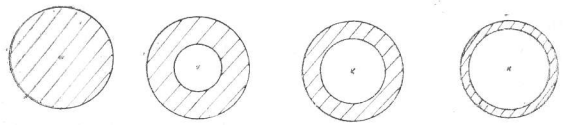


Fig. XXIII.70. Registre folosite pentru ridicarea curbelor caracteristice ale ventilatoarelor.

Primul punct al curbei caracteristice $h = f(Q)$, notat cu $A_0$, va avea coordonate $(O, h_0)$. Pentru această presiune $h_0$ se va măsura puterea $P_0$, se va pune pe scara puterii, iar valoarea se va transpune pentru debitul zero în punctul $B_0$.

Se va introduce registrul cu secțiunea cea mai mică. Ventilatorul va furniza debitul $Q_1$ care se va măsura cu un debitmetru, iar dacă nu există debitmetru se va măsura viteza aerului cu un anemometru, în 16 puncte pe secțiunea de ieșire a difuzorului (fig. XXIII.71) și se va face media aritmetică a vitezei aerului $v_{m1}$. Conform ecuației continuității $Q_1 = S_e \cdot v_{m1}$ [m³/s], unde $S_e$ este secțiunea la ieșire a difuzorului [m²], iar $v_{m1}$ viteza medie a aerului [m/s].

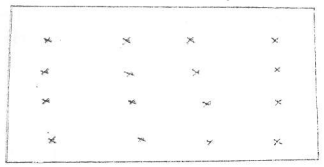


Fig. XXIII.71. Schema punctelor de măsurare a vitezei aerului în secțiunea de ieșire a ventilatorului.

Pentru acest debit se măsoară cu depresiometrul presiunea sau depresiunea creată de ventilator $h_1$ și al doilea punct al curbei caracteristice $h = f(Q)$ va fi $A_1$ de coordonate $(Q_1, h_1)$.

Pentru debitul $Q_1$ se va măsura puterea necesară $P_1$ care de pe scara puterii se va transmite pe ordonata debitului $Q_1$ notată cu $B_1$.

Se introduce al treilea registru cu secțiune ceva mai mare, se măsoară la fel debitul pe secțiunea de ieșire a difuzorului, respectiv viteza (cu un anemometru) în 16 puncte, ca și la debitul $Q_1$, se face media aritmetică a vitezei $v_{m2}$, iar debitul $Q_2$ va fi:

$$Q_2 = S_e v_{m2} \qquad [m^3/s]$$

Pentru acest debit se măsoară presiunea sau depresiunea $h_2$ și al treilea punct $A_2$ al curbei caracteristice $h = f(Q)$ va avea coordonatele $(Q_2,\ h_2)$. Pentru debitul $Q_2$ se măsoară puterea necesară $P_2$ care de pe scara puterilor se transpune pe ordonata debitului $Q_2$ la punctul $B_2$ etc.

În felul acesta se determină pentru cele două curbe caracteristice, $h = f(Q$ și $P = f(Q)$, cel puțin 5 pînă la 7 puncte.

Curba caracteristică a randamentului se trasează din cele două curbe deja trasate.

În general $\eta_i = P_t/P$

unde: $P_t$ este puterea teoretică sau utilă, iar $P$ puterea măsurată.

$$P_{t0} = Q_0 \cdot h_0/102 \text{ [kW]} = 0 \qquad (Q_0 = 0)$$

Astfel, curba randamentului va porni din originea axelor. De pe scara randamentului se va transpune pe ordonata debitului zero.

$\eta_1 = P_{t1}/P_1$; $P_{t1} = Q_1 \cdot h_1/102$ [kW]. $Q_1$ și $h_1$ se iau de pe curba $h = f(Q)$, iar $P_1$ de pe curba $P = f(Q)$.

$\eta_2 = P_{t2}/P_2$; $P_{t2} = Q_2 \cdot h_2/102$ [kW], iar $P_2$, la fel, se ia de pe curba $P=f(Q)$.

Randamentele $\eta_1$ și $\eta_2$ se transpun de pe scara randamentelor pe ordonatele debitelor $Q_1$ respectiv $Q_2$, în punctele $c_1$ respectiv $c_2$. Se determină și în acest caz cel puțin 5 pînă la 7 puncte și în felul acesta sînt trasate cele 3 curbe caracteristice ale ventilatorului (fig. XXIII.69).



### 2.2.4. ORIFICIUL ECHIVALENT AL MINEI, CURBA DE AERAJ A MINEI, PUNCTUL DE FUNCȚIONARE A VENTILATORULUI

Avînd în vedere că la ventilatoare este admisă măsurarea și exprimarea presiunii sau depresiunii în kgf/m² respectiv în mm $H_2O$, este mai ușor să fie determinat punctul de funcționare al ventilatorului, exprimînd presiunea (depresiunea) în mm $H_2O$.

Din relația orificiului echivalent:

$$A = 0{,}38 \frac{Q}{\sqrt{h}} \quad [m^2] \text{ se obține: } h = \left(\frac{0{,}38}{A}\right)^2 Q^2 \quad [mmH_2O] \qquad (2.31)$$

Pentru un anumit orificiu echivalent al minei care are $x$ m², expresia $\left(\frac{0{,}38}{A}\right)^2 = c_1$ este constantă, iar dînd lui $Q$ valori mai mari și mai mici decît debitul nominal al ventilatorului se obține curba de aeraj a minei pentru orificiul echivalent considerat. Se determină cel puțin 7 puncte ale acestei curbe:

$$h_0 = c_1 Q_0^2; \quad Q_0 = 0; \quad h_0 = 0.$$

Curba de aeraj va porni deci din originea axelor de coordonate pentru debit-presiune.

$$h_1 = c_1 Q_1^2; \qquad h_3 = c_1 Q_3^2; \qquad h_5 = c_1 Q_5^2;$$

$$h_2 = c_1 Q_2^2; \qquad h_4 = c_1 Q_4^2; \qquad h_6 = c_1 Q_6^2.$$

Înainte de trasarea acestei curbe de aeraj, se trasează curba caracteristică a ventilatorului $h = f(Q)$, apoi curba de aeraj. Intersecția celor două curbe dă punctul de funcționare $F$ a ventilatorului, așa cum se vede în fig. XXIII.72.

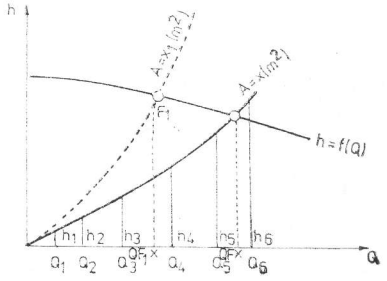



Fig. XXIII.72. Trasarea curbei de aeraj a minei și determinarea punctului de funcționare a ventilatorului.

În caz că mina pentru care a fost trasată curba de aeraj se dezvoltă, înseamnă că rezistențele de aeraj cresc și va fi necesară o presiune sau depresiune mai mare pentru învingerea lor. În acest caz orificiul echivalent al minei scade de la $x$ la $x_1$ [m²] și curba de aeraj a minei se va modifica dînd un alt punct de funcționare a ventilatorului $F_1$, astfel că în loc ca ventilatorul să dea debitul $Q_F$ ca înainte, va da un debit $Q_{F1}$ mai mic

și s-ar putea ca acest debit să nu fie satisfăcător pentru condițiile minei respective. Din această cauză, întotdeauna ventilatoarele pentru mină se comandă cu două pînă la patru trepte de reglare a debitului și a presiunii.

## 2.2.5. REGLAREA DEBITULUI VENTILATOARELOR RADIALE

Reglarea debitului la ventilatoarele radiale se poate face prin două procedee:
— obturarea conductei de aspirare;
— schimbarea turației ventilatorului.

*Obturarea conductei de aspirare* se face cu ajutorul unui registru care se introduce între flanșele conductei de aspirare și în felul acesta se schimbă curba de aeraj a minei, deoarece aerul întîmpină o rezistență mai mare la intrarea lui în ventilator, iar curba caracteristică a ventilatorului $h = f(Q)$ rămîne neschimbată.

*Schimbarea turației ventilatorului* se poate face relativ ușor la ventilatorul radial, deoarece ventilatoarele radiale pentru aerajul principal al minelor au turație mică și sînt acționate prin intermediul unei transmisii cu curele pînă la cca 200 kW și cu roți dințate pentru puteri mai mari. Pentru a putea realiza mai multe regimuri de lucru ale ventilatoarelor în funcție de nevoile minei, aceste ventilatoare se comandă cu 2—4 perechi de roți dințate sau șaibe de transmisie cu curea pentru a avea 2—4 regimuri de lucru, respectiv 2—4 posibilități de reglare a debitului și a presiunii.

În cazul reglării turației au aplicabilitate legile afinității. Astfel, dacă la turația $n_1$ [rot/min] ventilatorul dă debitul $Q_1$ și presiunea (depresiunea) $h_1$, atunci schimbînd turația ventilatorului la $n_2$ [rot/min], $n_2$ putînd fi mai mare sau mai mic ca $n_1$, ventilatorul va da debitul $Q_2$ și presiunea (depresiunea) $h_2$, între acești parametri existînd relațiile:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \qquad (2.32) \qquad \frac{h_1}{h_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2; \qquad (2.33)$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \qquad (2.34)$$

în care $P_1$ este puterea necesară de acționare a ventilatorului la turația $n_1$, iar $P_2$ puterea la turația $n_2$. Considerînd că un ventilator la turația $n_1$ are punctul de funcționare $F_1$ (fig. XXIII.73) și dă debitul $Q_{F1}$ și presiunea $h_{F1}$ dar că atunci cînd este procurat nu

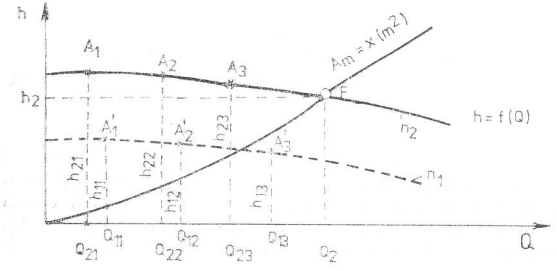



Fig. XXIII.73. Reglarea debitului la ventilatoare radiale prin schimbarea turației și obturarea conductei de aspirare.



ar fi necesar debitul $Q_{F1}$ ci debitul $Q_{F2}$ deci un debit mai mic, atunci la debitul $Q_{F2}$ se poate ajunge așa cum s-a spus, fie obturînd conducta de aspirare a ventilatorului și atunci curba caracteristică a ventilatorului $h = f(Q)$ nu se schimbă, fiindcă turația rămîne tot $n_1$, dar se schimbă curba de aeraj, care în acest caz va avea punctul de funcționare $F_2$ (fig. XXII.73), fie schimbînd turația ventilatorului de la $n_1$ la $n_2$. În acest caz nu se schimbă curba de aeraj a minei și se schimbă curba caracteristică a ventilatorului conform relațiilor (2.32) și (2.33) și devine cea trasată punctat, dînd punctul de funcționare $F_2'$ (fig. XXIII.73).

Notînd puterea utilă de acționare a ventilatorului cu $P_o$ pentru procedeul de reglare prin obturare și cu $P_n$ puterea utilă în cazul schimbării turației se obține:

$$P_o = \frac{Q_{F2} \cdot h_{F2}}{102} \text{ [kW]}; \qquad P_n = \frac{Q_{F2} \cdot h_{F_2'}}{102} \text{ [kW]}$$

Comparînd cele două puteri se observă că $P_o > P_n$ deoarece $h_{F2} > h_{F_2'}$. Din această cauză nu este recomandabil să se facă reglarea debitului și presiunii la ventilatoare prin obturarea conductei de aspirare, deoarece pierderile de energie sînt mari.

Reglarea debitului la ventilatoarele radiale se face sporadic acționînd direct asupra turației motorului, deci nu numai prin angrenaje sau șaibe de transmisie cu curea.

În acest scop se folosesc motoare asincrone cu inele completate cu un grup Scherbius. Acest montaj Scherbius permite o reglare în sub — și suprasincronism, dînd loc la o anumită recuperare a energiei de alunecare, care altfel se pierde în căldură.

Schematic, grupul Scherbius produce o contratensiune reglabilă prin rezistențele excitației sale și care, diminuînd tensiunea rotorică a motorului asincron cu inele, provoacă o alunecare. Acest procedeu de reglare nu este prea scump, dar rămîne economic numai pentru o limită de reglare de $\pm$ 30...40 % din viteza de sincronism.

Cercetările sînt îndreptate spre a realiza pe cale electronică motoare asincrone cu rezistență variabilă obținută printr-o variație telecontrolată a frecvenței de alimentare și care corespunde la o necesitate generală de automatizare, putînd da un impuls interesului de a soluționa reglarea prin variația turației, cu condiția să nu se ajungă la investiții nerentabile.

Toate celelalte moduri electrice de variație a vitezei (turației) inclusiv utilizarea motoarelor de curent continuu, oricare ar fi perfecțiunea reglării posibile, necesită investiții prea mari care sînt nerentabile și nu sînt folosite pentru reglarea ventilatoarelor de la aerajul principal.

Procedeele de reglare amintite pot fi folosite atît la ventilatoarele radiale cît și a cele axiale. Cele axiale au însă procedee de reglare fine și fără pierderi mari de energie, de aceea reglarea lor nu se obișnuiește să se facă prin schimbarea turației. La reglarea debitului și a presiunii prin obturarea conductei de aspirare, la stațiile moderne de ventilatoare nu se mai folosesc registrele care obturează conducta, în locul lor se folosește un dispozitiv inelar cu jaluzele verticale așa cum se vede în fig. XXIII.74. Acest dispozitiv se montează la priza de aspirare a ventilatorului.

Antrenarea inelului de reglare se poate face printr-o pîrghie de reglare cu comandă manuală sau printr-un dispozitiv electric sau hidraulic care poate fi telecomandat și, de asemenea, se pretează și la automatizare.

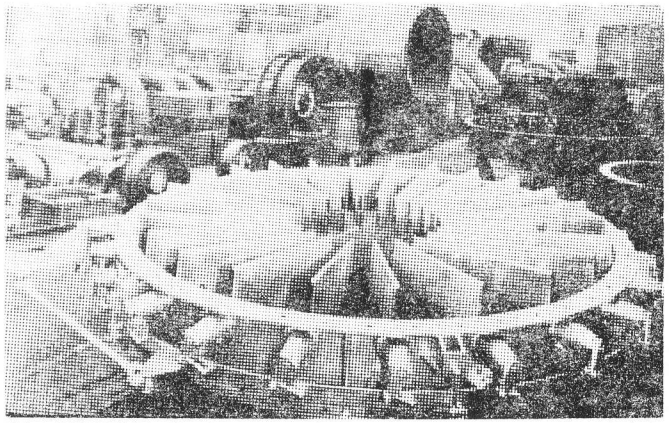


Fig. XXIII.74. Dispozitiv inelar cu jaluzele verticale pentru reglarea debitului ventilatoarelor

### 2.2.6. TURAȚIA CRITICĂ A VENTILATORULUI

Turația critică a ventilatorului apare atunci cînd numărul de oscilații ale arborelui (axului) respectiv provocate de încovoierea lui în urma apariției forței centrifuge coincide cu numărul de rotații ale axului. În această stare, denumită *rezonanță*, axul are mersul anormal, cu trepidații, și solicită anormal lagărele. Din această cauză turația ventilatorului nu trebuie să se apropie de turația critică.

Cele mai frecvente cazuri de montare a axului ventilatorului se văd în fig. XXIII.75 unde sînt prezentate trei cazuri :

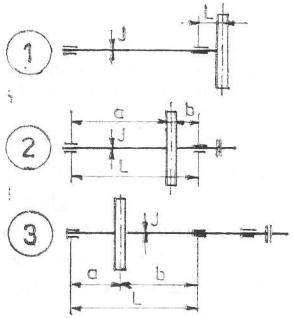



Fig. XXIII.75. Cele mai frecvente cazuri de montare a axului ventilatoarelor.

— rotorul ventilatorului montat în consolă ;
— rotorul ventilatorului montat pe două lagăre ;
— rotorul ventilatorului montat între trei sau mai multe lagăre.



Turația critică, $n_c$, se calculează după relația cunoscută :

$$n_c = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{\alpha}{m}} \tag{2.35}$$

în care : $\alpha$ este forța care provoacă axului o săgeată de încovoiere de 1 cm, daN ; $m$ — masa gravitațională a rotorului de pe ax, kg.

Pentru cele trei cazuri turația critică se calculează în felul următor :

*Cazul 1.* $\alpha = P/y = 3JE/L^3$ și turația critică de ordinul 1, $n_{c1}$ conform ecuației (2.35) este :

$$n_{c1} = \frac{30}{\pi}\sqrt{3J \cdot R \cdot g/L^3 \cdot G} \qquad \text{[rot/min]} \tag{2.36}$$

unde : $y$ este săgeata de încovoiere a axului ; $P$ — forța centrifugă ; $J$ — momentul ecuatorial de inerție al axului, cm$^4$ ; $E$ — modulul de elasticitate al materialului din care este confecționat axul, daN/cm$^2$ ; $g = 981$ cm/s$^2$ ; $L$ — distanța dintre lagăre, cm ; $G$ — masa rotorului și a axului, kg.

Raporturile dintre turațiile critice de ordinul 2 și 3 sînt :

$$n_{c1} : n_{c2} : n_{c3} = 1 : 4{,}38 : 17{,}5.$$

*Cazul 2.* $\alpha = 3JE \cdot L/a^2 \cdot b^2$ (a se vedea fig. XXIII.74).

$$n_{c1} = \frac{30}{\pi}\sqrt{3JE \cdot Lg/(a^2 \cdot b^2 \cdot G)} \qquad \text{[rot/min]} \tag{2.37}$$

caz special : $a = b = L/2$, atunci :

$$\alpha = 48JE/L^3$$

$$n_{c1} = \frac{30}{\pi}\sqrt{48J \cdot E \cdot g/L^3 \cdot G} \qquad \text{[rot/min]} \tag{2.37,a}$$

*Cazul 3.* $\alpha = 12J \cdot E \cdot L^3/[a^2 \cdot b^3(3L + a)]$

$$n_{c1} = \frac{30}{\pi}\sqrt{12JE \cdot L^3 \cdot g/a^2 \cdot b^3(3L + a)G} \qquad \text{[rot/min]} \tag{2.38}$$

$$n_{c1} : n_{c2} : n_{c3} = 1 : 3{,}23 : 6{,}75 ;$$

caz special : $a = b = \frac{L}{2}$. Atunci :

$\alpha = (768/7)\, EJ/L^3$ iar :

$$n_{c1} = \frac{30}{\pi}\sqrt{(768/7)E \cdot J \cdot g/L^3 \cdot G} \qquad \text{[rot/min]} \tag{2.38,a}$$

În toate cazurile trebuie ca turația ventilatorului $n \approx 0{,}66\ n_c$, adică aceasta nu trebuie să aibă o valoare mai mare ca 66% din turația critică, pentru ca ventilatorul să poată funcționa normal. Relațiile referitoare la turația critică sînt valabile pentru axe cu suprafață netedă și de diametru constant. În caz că pentru lagăre axul este subțiat, formulele sînt aproximativ egale pentru diametrul cel mai mic.

## 2.3. VENTILATOARE AXIALE

Ventilatoarele axiale, ca și cele radiale, sînt turbomașini de lucru, doar că în acestea aerul este vehiculat paralel cu axa ventilatorului, fapt pentru care se numesc axiale, iar la cele radiale, aerul se deplasează prin ele radial.

În fig. XXIII.76 se vede schița unui ventilator axial, în secțiune tansversală (*a*) și în secțiune longitudinală (*b*), săgețile din carcasă indicînd sensul de deplasare a aerului. Din figură se vede că rotorul *2* al ventilatorului este împănat la capătul axului electromotorului *1*, aceasta fiind cea mai simplă legare directă a ventilatorului de motor. În general, pentru motoare mai mari se folosește cuplajul obișnuit cu discuri, unul pe axul ventilatorului, unul pe al motorului, prinse între ele cu bolțuri. Carcasa ventilatorului *3* este circulară, iar sub motor se găsește postamentul *4*. Dacă partea anterioară a carcasei este pusă în legătură cu mina prin canalul de aeraj, atunci ventilatorul aspiră din mină și-l refulează în atmosferă, iar dacă partea anterioară a carcasei este pusă în legătură cu aerul atmosferic și partea posterioară cu canalul de aeraj al minei sau chiar cu puțul de aeraj, atunci ventilatorul aspiră aer proaspăt din atmosferă și-l refulează în mină. Rotorul *2* al ventilatorului are intrarea *8* și un butuc *9* care este împănat pe axa ventilatorului. În acest butuc sînt fixate paletele *10* care, dacă sînt puse în mișcare de rotație, aspiră aerul și-l refulează mai departe pe direcția axială. Ventilatorul axial este prevăzut, în general, cu un stator de dirijare a curentului de aer *6* care are rolul de a împiedica formarea unui șoc de răsucire a curentului de aer la ieșirea din rotor. Acest stator este prevăzut cu palete de ghidare *11* care sînt fixate pe o coroană *12*.

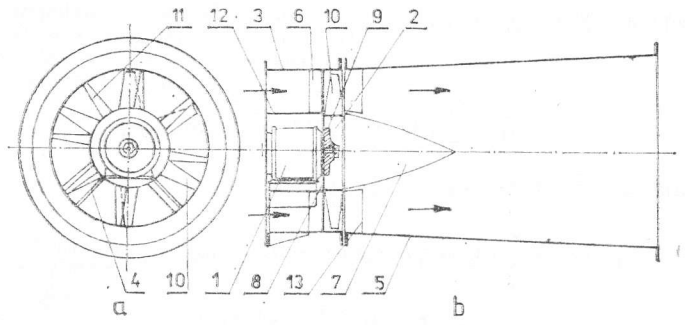



Fig. XXIII.76. Schița ventilatorului axial.



În cazul prezentat fig. XXIII.76, coroana servește ca inveliș protector pentru motor. Statorul poate fi montat înainte sau după rotor.

La execuțiile de foarte bună calitate a ventilatoarelor axiale, se folosesc corpuri de scurgere cu profil aerodinamic *7* care prin contrafișele *13* sînt legate cu difuzorul *5*.

Ambele măsuri luate au drept scop o micșorare a pierderilor de energie în difuzor care, mai ales în cazul paletelor scurte, sînt foarte mari.

### 2.3.1. CALCULUL PRESIUNII (DEPRESIUNII) CREATE DE VENTILATORUL AXIAL

Presiunea sau depresiunea creată de ventilatorul axial se determină în mod analog ca și la ventilatorul radial, adică cu relația (2.5) respectiv (2.6).

Dacă se aplică relația se ia în considerare viteza periferică exterioară, adică la periferia paletelor, notată cu $u_{ext}$. Notînd cu $h_{ax}$ presiunea creată de ventilator aceasta are valoarea:

$$h_{ax} = \rho \psi_{ax} \cdot u_{ext}^2 \qquad [\mathrm{mmH_2O}] \tag{2.39}$$

$\psi_{ax} = 0{,}100 \ldots 0{,}250$; $\rho = \gamma/g$ ca și la ventilatorul radial

$$u_{ext} = \frac{\pi D_{ext} \cdot n}{60} \qquad [\mathrm{m/s}].$$

Se constată că $\psi_{ax} < \psi$, deci presiunea creată de ventilatorul axial este mai mică decît cea creată de cel radial. Dealtfel, dacă se compară ecuația fundamentală a turbomașinilor pentru ventilatoare radiale și axiale, se poate vedea că viteza periferică la intrarea aerului în rotorul ventilatorului axial $u_1$ și cu viteza periferică la ieșirea din el $u_2$ sînt egale, astfel că presiunea statică: $\dfrac{u_2^2 - u_1^2}{2g} = 0$, ceea ce nu este cazul la ventilatoarele radiale.

### 2.3.2. PRINCIPII DE DIMENSIONARE A VENTILATOARELOR AXIALE

Ecuația fundamentală a turbomașinilor se aplică și la ventilatoarele axiale, întocmai ca și la cele radiale. Unul din procedeele cele mai des folosite pentru dimensionarea (sau se poate face verificarea) ventilatoarelor axiale constă în alegerea turației $n$ și a vitezei periferice exterioare. Ventilatoarele axiale fiind cuplate direct cu motoarele de acționare, turația se poate alege 750—950 sau 1450 rot/min. Viteza periferică exterioară maximă se alege în mod obișnuit $\leqslant 94$ m/s, dar se recomandă ca ea să fie cel mult 80% din 94 m/s.

$$D_{ext} = 60 \cdot u_{ext}/\pi \cdot n \qquad [\mathrm{m}] \tag{2.40}$$

$D_b/D_{ext} = a$, unde $D_b$ este diametrul butuclui (fig. XXIII.77);

$$D_b = a D_{ext}; \quad a = 0{,}4 \ldots 0{,}6$$

Vitezele de intrare și de ieșire a aerului din ventilator, $c_{1a}$ respectiv $c_{2a}$ care au aceeași semnificație ca și $c_{1r}$ și $c_{2r}$ pentru ventilatorul radial, se pot calcula din relația:

$$Q = \frac{\pi}{4}(D_{ext}^2 - D_b^2)c_a \qquad (2.41)$$

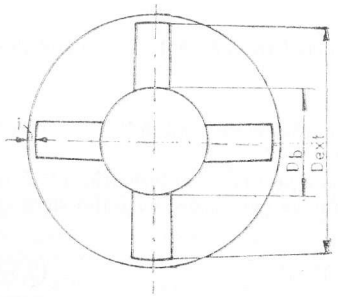



Fig. XXIII.77. Raportul dintre diametrul butucului și diametrul exterior al ventilatorului axial.

$c_{1a} = c_{2a} = c_a$, deoarece secțiunile de intrare și ieșire a aerului sînt egale. Componentele axiale $c_{1a}$ și $c_{2a}$ ale vitezei absolute se văd în fig. XXIII.78, *a* respectiv Fig. XXIII.78, *b*.

$$c_a = 4Q/\pi D_{ext}^2(1 - \alpha^2) \qquad [m/s] \qquad (2.42)$$

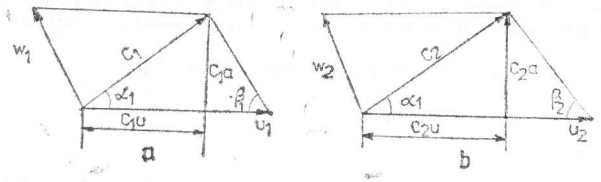



Fig. XXIII.78. Diagrama vitezelor la intrarea în rotor (*a*) (obișnuit $\sphericalangle \alpha_1 = 90°$ și $c_1 = c_{1a}$) și la ieșirea din rotor (*b*).

Din fig. XXIII.78 se vede că:

$$\operatorname{ctg}\beta_1 = u_1/c_a = u_2/c_a \qquad (2.43)$$

$$\operatorname{ctg}\beta_2 = \operatorname{ctg}\beta_1 = h_{ex} \cdot g/\eta h u_2 c_a \gamma \qquad (2.44)$$

Se vede că unghiurile $\beta_1$ și $\beta_2$ variază de la vîrful exterior al paletei pînă la butuc, deoarece variază și viteza periferică.

Pentru a putea determina profilul paletei pe verticală se determină unghiurile $\beta_1$ și $\beta_2$ pentru vîrful paletei, deci pentru $u_{ext}$ și apoi se scade cîte 10—20 mm din diametrul exterior, calculîndu-se, pentru fiecare diametru rezultat din scădere, viteza periferică. De exemplu, scăzînd din diametrul exterior 10 mm, diametrul se va nota $D_{ext-10}$, viteza periferică $u_{10}$ apoi $D_{ext-20}$, $u_{ext\,20}$ etc. Rezultatele calculelor se pun sub formă de tabel, așa cum se vede în tabelul XXIII.13.



*Tabelul XXIII.13*

**Model de succesiune a calculelor pentru unghiurile $\beta_1$ și $\beta_2$ la ventilatoarele axiale**

| Nr. crt. | Diametrul [mm] | ctg $\beta_{1x}$ | $\sphericalangle \beta_{1x}$ | Viteza periferică, $u$[m/s] | ctg $\beta_{2x}$ | $\sphericalangle \beta_{2x}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | $D_{ext}$ | ctg $\beta_{1ext}$ | $\sphericalangle \beta_{1ext}$ | $u_{ext}$ | ctg $\beta_{2ext}$ | $\sphericalangle \beta_{2ext}$ |
| 2 | $D_{ext-10}$ | ctg $\beta_{1-10}$ | $\sphericalangle \beta_{1-10}$ | $u_{10}$ | ctg $\beta_{2-10}$ | $\sphericalangle \beta_{2-10}$ |
| 3 | $D_{ext-20}$ | ctg $\beta_{1-20}$ | $\sphericalangle \beta_{1-20}$ | $u_{20}$ | ctg $\beta_{2-20}$ | $\sphericalangle \beta_{2-20}$ |
| ⋮ | | | | | | |
| $n$ | $D_b$ | ctg $\beta_{1b}$ | $\sphericalangle \beta_{1b}$ | $u_b$ | ctg $\beta_{2b}$ | $\sphericalangle \beta_{2b}$ |

Numărul de palete al ventilatorului axial $z_{ax}$ se calculează cu relația

$$z_{ax} = 2\pi K \frac{R_m}{e} \sin^2 \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \qquad (2.45)$$

în care: $K = \frac{1}{0,4}$; $e = \frac{R_m}{4}$; $R_m = \frac{R_{ext} + R_b}{2}$

unghiurile $\beta_1$ și $\beta_2$ se iau pentru diametrul mediu calculat ca și în tabelul XXIII.13.

După ce s-a determinat numărul de palete se determină dimensiunile unei palete, așa cum se vede în fig. XXIII.79.

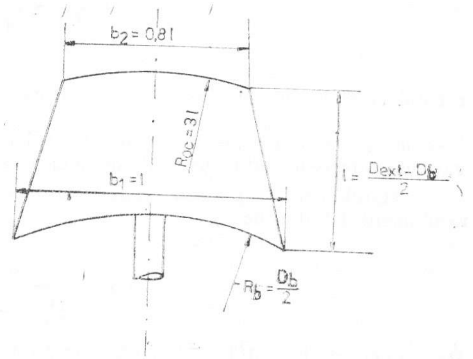



Fig. XXIII.79. Dimensionarea paletei la un ventilator axial.

Lungimea $l$ a unei palete este:

$$l = \frac{D_{ext} - D_b}{2} \qquad (2.46)$$

Lățimea paletei $b$ jos la butuc: $b \approx l$.
Lățimea paletei la vîrf $b' \approx 0,8\ b$.

Raza de curbură $R_{c1}$ pentru trasarea vîrfului paletei: $R_{c1} \approx 3\,l$
Raza de curbură $R_{c2}$ pe butuc: $R_{c2} = R_b$.

În fig. XXIII.77 se vede că între vîrful paletelor și carcasă există un mic spațiu denumit interstițiu (rost) notat cu $i$. Dacă se măsoară interstițiul pe circumferința ventilatorului și se raportează la lungimea paletei $l$, atunci $i = \sum \frac{i}{l} \cdot 100 \leqslant 1{,}5\,\%$ altfel randamentul volumic al ventilatorului se micșorează.

### 2.3.3. PIERDERI DE ENERGIE DATORITĂ TURBIOANELOR CURENTULUI DE AER LA IEȘIREA DIN ROTOR ȘI ELIMINAREA LOR

**Exprimarea pierderilor de energie prin randament.** Randamentul care indică pierderile datorită vîrtejului la ieșirea din rotor este un randament parțial din randamentul hidraulic $h$ al ventilatorului:

$$\eta_h = \eta_{rot} \cdot \eta_{vt} \eta_{di}$$

unde $\eta_{rot}$ este randamentul rotorului $(\eta_{rot} = (1 - \varepsilon\varphi_m)/1 + \varphi_m)$; $\eta_{di}$ — randamentul difuzorului.

În realitate randamentul rotorului este ceva mai mic, datorită frecării rotorului de aer. Valoarea maximă a lui $\eta_{rot}$ se obține la o caracteristică adimensională medie a debitului $\varphi_m$ care are aproximativ valoarea:

$$\varphi_m \approx \frac{\pi}{4} - \frac{\varepsilon}{2}$$

$\varepsilon$ fiind coeficientul de alunecare pentru rotor; $\varepsilon = 0{,}02 + \frac{0{,}008}{1 - a}$

Însemnătate practică are însă randamentul hidraulic $\eta_h$, iar $\eta_{vt}$ dă posibilitatea să se vadă caracteristica adimensională de la care este nevoie de stator de ghidare a aerului.

Randamentul $\eta_h$ se mai poate calcula și din următoarea relație care ține seama de randamentul hidraulic $\eta_h$:

$$\eta_{vt} = \frac{\psi_{ax}}{[1 - a^2]2 \cdot \eta_h^2} \ln \frac{1}{a} \qquad (2.48)$$

Randamentul vîrtejului $\eta_{vt}$ calculat după relația (2.48) în funcție de $a$ și $\psi_{ax}$ se vede în tabelul XXIII. 14.

Din acest tabel se vede că pentru pierderi mici de energie datorită turbioanelor sînt necesare valori mici pentru $\psi_{ax}$ și valori mari pentru $a$, adică pentru raportul dintre diametre. Valori mici pentru $\psi_{ax}$ se întîlnesc fie la presiuni (depresiuni) mici, fie la viteze periferice mari. Acestea din urmă măresc însă pierderile de energie ale rotorului ca și raporturile prea mari ale diametrelor, așa că pentru a obține un randament bun datorită pierderilor prin turbionare, trebuie ca ventilatorul să lucreze cu presiune mică și în acest caz nu este necesar statorul de ghidare a curentului de aer.



*Tabelul XIII.14*

**Randamentul vîrtejului $\eta_{vt}$ calculat după relația (2.48) în funcție de $\psi_{ax}$ și $a$**

| $\psi_{ax}$ | $\eta_{vt}$ $a = 0{,}3$ | $\eta_{vt}$ $a = 0{,}5$ | $\eta_{vt}$ $a = 0{,}7$ |
|---|---|---|---|
| 0,05 | 0,052 | 0,036 | 0,027 |
| 0,1 | 0,1033 | 0,0724 | 0,0547 |
| 0,3 | 0,31 | 0,217 | 0,164 |
| 0,6 | 0,62 | 0,434 | 0,328 |

Din același tabel se vede că pentru $\psi_{ax} > 0{,}1$ trebuie întotdeauna să existe stator de ghidare a curentului de aer.

**Statoare de ghidare a curentului de aer la ventilatoarele axiale.** Pentru evitarea pierderilor de energie care iau naștere prin răsucirea curentului de aer la ieșirea din rotor, se folosesc statoare de ghidare montate înainte sau după rotor.

În mod obișnuit statorul de ghidare a curentului de aer se montează după rotor, el schimbă sensul vitezei absolute $c_2$ a aerului în direcție axială, însă de cele mai multe ori există o mică diferență între unghiul de ieșire $\alpha_2$ a vitezei absolute $c_2$ a aerului la ieșirea din rotor și unghiul de intrare $\alpha_3$ a curentului de aer în statorul de ghidare. Din cauza acestei diferențe, la intrarea în statorul de ghidare au loc pierderi de presiune datorită ciocnirilor dintre particulele de aer. În caz că punctul de funcționare a ventilatorului se schimbă din domeniul randamentului optim, atunci aceste pierderi de energie pot să fie mari, mai mari decît dacă nu s-ar folosi statorul de ghidare.

Dacă statorul de ghidare este montat înaintea rotorului, atunci condițiile de funcționare sînt mai favorabile și există un domeniu de funcționare în care aerul iese din rotor cu o răsucire foarte mică, deci aproape axial. La schimbarea punctului de funcționare a ventilatorului, pierderile de energie ale aerului datorită ciocnirilor sînt mai mici.

Din cele arătate rezultă că montarea statoarelor de ghidare a aerului înainte de intrare sau după ieșirea din rotor este eficace numai în jurul unui anumit punct de funcționare. Montarea unor statoare cu palete reglabile îmbunătățește mult situația, în schimb utilizarea unui ventilator cu două rotoare avînd sensurile de turație inverse unul față de celălalt (contrapropele) face ca să se anihileze cele două componente ale vitezei periferice $c_u$ care provoacă pierderea de energie datorită răsucirii curentului de aer.

Odată cu îndepărtarea răsucirii curentului de aer la ieșirea din rotor prin contrapropele, crește atît presiunea creată de ventilator cît și randamentul, iar zgomotul pe care-l produce ventilatorul este, de asemenea, mic.

După măsurătorile făcute în Anglia, un ventilator axial cu contrapropelă a avut un randament de 0,79 față de 0,68 cît a avut un ventilator axial obișnuit cu aceleași caracteristici.

Statorul de ghidare a curentului de aer montat înaintea rotorului produce o accelerare a curentului de aer, iar cel montat după rotor produce o întîrziere.

Numărul de palete ale statorului de ghidare este de două pînă la de trei ori mai mare decît numărul de palete ale rotorului.

### 2.3.4. REGLAREA DEBITULUI ȘI A PRESIUNII VENTILATOARELOR AXIALE PENTRU AERAJUL PRINCIPAL AL MINELOR

Reglarea debitului și a presiunii ventilatoarelor axiale se poate face prin 5 procedee :

— obturarea conductei de aspirare ;
— schimbarea turației ventilatorului ;
— schimbarea numărului de palete ale ventilatorului ;
— schimbarea unghiului de poziție al paletei față de axa ventilatorului ;
— schimbarea numărului de trepte ale ventilatorului.

Ar mai fi și al șaselea procedeu — prin utilizarea statoarelor cu palete reglabile — dar pierderile de energie fiind mari, el se utilizează rar.

Reglarea debitului și a presiunii ventilatoarelor axiale prin *obturarea conductei de aspirare* nu se recomandă să se facă din motivele care au fost arătate la ventilatoarele radiale, pierderile de energie fiind prea mari.

Reglarea debitului și a presiunii prin *schimbarea turației* nu se obișnuiește să se facă la ventilatoarele axiale, deoarece acestea sînt cuplate direct cu motorul de acționare, iar pentru a schimba turația ventilatorului este necesar să fie schimbată turația motorului. Schimbarea turației se poate face numai în cazul acționării cu motoare asincrone dar și atunci sînt necesare reostate mari, iar reglarea se face cu pierderi mari de energie. Din această cauză acest procedeu nu este utilizat.

Reglarea debitului și a presiunii prin *schimbarea numărului de palete* se poate face în cazul unei construcții adecvate a paletelor, adică, dacă ele se pot înșuruba și deșuruba din butucul ventilatorului. Astfel de palete permit și schimbarea unghiului lor de poziție față de axa ventilatorului, așa cum se vede în fig. XXIII. 80.

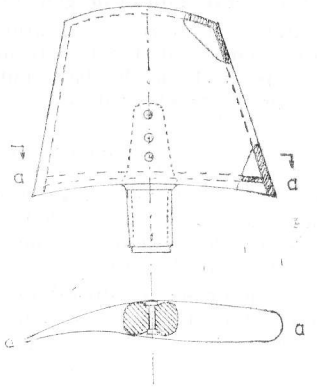



Fig. XXIII.80. Paletă reglabilă.

Cu cît numărul de palete este mai mare, cu atît debitul și presiunea creată de ventilator sînt mai mari.

Reglarea debitului și a presiunii prin *schimbarea unghiului de poziție a paletei față de axa ventilatorului* este procedeul cel mai frecvent folosit deoarece este comod și pierderile de energie sînt mici. Pentru schimbarea unghiului de poziție a paletei se deșurubează paletele din butuc apoi sînt așezate pe unghiul dorit, ele pivotînd în jurul tijei lor și se fixează pe unghiul ales. Schimbarea unghiului de poziție se vede în fig. XXIII. 81, de la $\measuredangle -\theta$ la $\measuredangle +\theta'$.



Extinderea unghiului de reglare variază între 45° și 55°. De exemplu dacă unghiul cel mai mic de poziție al paletei este 10°, în caz că extinderea reglării ajunge 45° unghiul

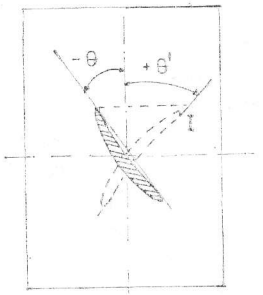



Fig. XXIII.81. Schimbarea unghiului de poziție de la $\measuredangle -\theta$ la $\measuredangle +\theta'$.

maxim va fi 55°, iar în celălalt caz 65°. Cu cît unghiul de poziție este mai mare, cu atît debitul și presiunea creată de ventilator sînt mai mari. Există ventilatoare axiale la care unghiul de poziție poate fi schimbat la 120° (construcție specială), iar în acest caz se poate ușor schimba acțiunea ventilatorului din aspirantă în refulantă.

Schimbarea unghiului de poziție se face manual sau cu dispozitiv hidraulic. Acesta din urmă mărește costul ventilatorului.

Pentru a putea urmări ușor evoluția punctului de funcționare a ventilatorului la ventilatoarele axiale, la care debitul și presiunea se pot regla prin schimbarea unghiului de poziție, se dau mai multe curbe caracteristice ale ventilatorului $h = f(Q)$ și anume pentru unghiuri de obicei din 10 în 10°. De asemenea, unghiului se poate da un semn convențional, plus sau minus ; plus dacă unghiul este în dreapta axei ventilatorului și minus dacă este în stînga.

În fig. XXIII. 82 se văd trei curbe caracteristice ale ventilatorului $h = f(Q)$ pentru unghiurile de 10°, 20° și 30° cu punctele de funcționare aferente $F_1$, $F_2$ și $F_3$ la un anumit orificiu echivalent de $A = x$ [m²].

Ținînd seama de debitul necesar minei, din punctele de funcționare se poate deduce unghiul de poziție a paletei pentru realizarea debitului necesar.

Prin schimbarea unghiului de poziție a paletei se schimbă caracteristicile adimensionale ale ventilatorului $\varphi_{ax}$, $\psi_{ax}$ și randamentul $\eta$.

Pentru calculul coeficientului de debitare $\varphi'_{ax}$, la o răsucire a paletei de $\pm 10°$ se poate folosi relația :

$$\frac{\varphi'_{ax.opt\ \Delta\theta}}{\varphi_{ax\cdot opt\ \Delta\theta=0}} = 1 + 0{,}022\ \Delta\theta' - \frac{0{,}04}{100}(\Delta\theta°)^2 \qquad (2.49)$$

$\varphi'_{ax.opt\ \Delta\theta}$ este coeficientul de debitare căutat în caz că paleta se răsucește cu $\measuredangle\ \Delta\theta$, iar $\varphi_{ax\cdot opt\Delta\theta=0}$ este randamentul optim pentru unghiul de poziție normală, deci cînd $\Delta\theta = 0$.

Coeficientul de presiune $\psi'_{ax.opt\,\Delta\theta}$ se poate calcula pentru o răsucire pînă la $\Delta\theta \leqslant \pm 70°$.

$$\frac{\psi'_{ax.op\,\Delta\theta}}{\psi_{ax\cdot opt\,\Delta\theta=0}} = 1 + 0{,}14\,\Delta\theta° - \frac{0{,}06}{100}(\Delta\theta°)^2 \qquad (2.50)$$

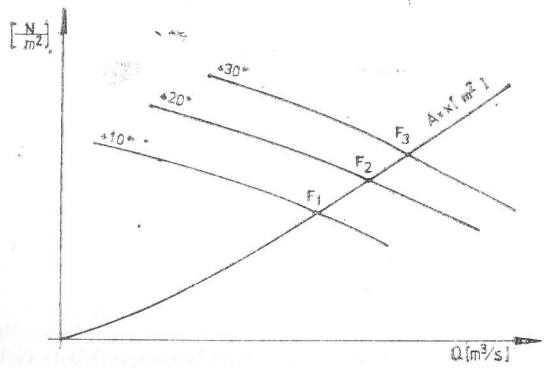



Fig. XXIII.82. Punctele de funcționare ale ventilatorului axial, în funcție de unghiul de poziție al paletei față de axa ventilatorului.

Variația randamentului se poate calcula la o răsucire a paletei pînă la $\pm 10°$. În acest caz există relația:

$$\frac{\eta_{max\cdot\,\Delta\theta}}{\eta_{max\cdot\Delta\theta=0}} = 1 - \frac{0{,}04}{100}(\Delta\theta°)^2 \qquad (2.51)$$

Randamentul optim scade odată cu răsucirea paletelor, pozitivă sau negativă, după o curbă aproape parabolică.

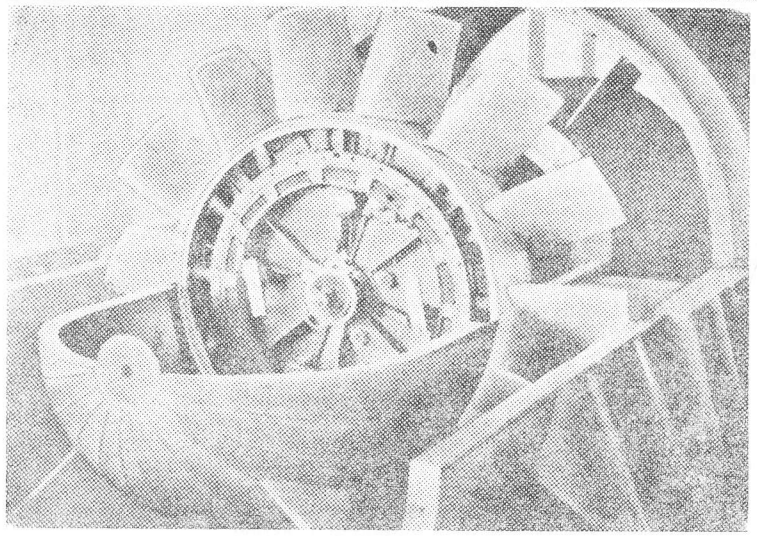
Pentru reglarea unghiului de poziție a paletelor față de axa ventilatoarelor axiale, așa cum s-a amintit, pe lîngă reglarea manuală se folosesc și dispozitive de reglare hidraulice sau electrice.

Dintre dispozitivele hidraulice se prezintă pe scurt dispozitivul TURMAG care este foarte simplu și este folosit în condiții bune la stațiile de aeraj principal ale minelor.

Pentru reglarea unghiului de poziție a paletelor, acest dispozitiv folosește un mic motor hidraulic lent, cu angrenaj montat pe butucul ventilatorului, învîrtindu-se odată cu acesta (fig. XXIII. 83). Antrenarea paletelor pentru schimbarea unghiului de poziție se face printr-o transmisie conică și un angrenaj cu șurub fără fine, acționînd un inel de comandă a poziției paletelor, care apoi, printr-un sistem de mici biele cu cordon (fig. XXIII. 84), realizează rotirea axelor paletelor.

Poziționarea paletelor este tradusă printr-un dispozitiv mecanic care de la tija paletei trece prin butucul rotorului, iese în exteriorul ventilatorului și acționează asupra unui potențiometru. Acest dispozitiv se folosește mai ales dacă aerul aspirat de ventilator este umed și încărcat cu praf. Dacă aerul este mai curat, potențiometrul poate fi cuplat pe tija unei palete.





a

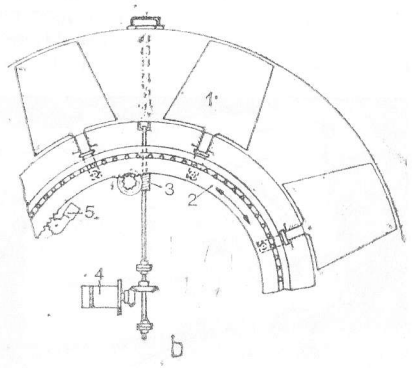



Fig. XXIII.83. Dispozitiv hidraulic de schimbare a unghiului de poziție al paletelor: *a* — vedere de ansamblu; *b* — detaliu; *1* — paletă; *2* — inel de reglare; *3* — șurub fără fine; *4* — motor hidraulic lent; *5* — masă de echilibrare.

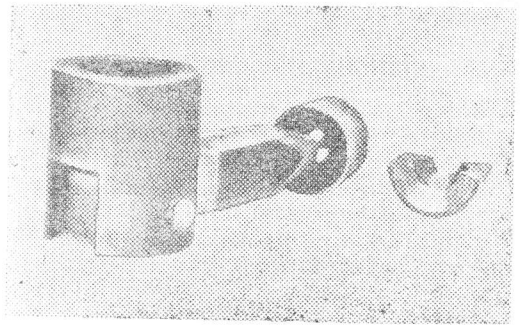


Fig. XXIII.84. Antrenarea tijei paletei printr-o bielă cu cardan.

Alimentarea motorului hidraulic lent este asigurată printr-o mică pompă electrică comandată printr-un contactor-inversor, realizînd dublu sens de mers.

Un alt dispozitiv de reglare hidraulic cunoscut este dispozitivul *Dingler*, iar ca dispozitiv mecanic, dispozitivul *Berrj* este folosit mai ales în Franța.

O soluție electrică pentru reglarea unghiului de poziție a paletelor ventilatorului axial o formează procedeul *Teleperm-Siemens*.

După acest procedeu se citește în permanență presiunea $p_1$ și $p_2$ captată de o parte și de alta a unui tub Venturi montat înaintea ventilatorului și diferența lor este transformată de un convertor de măsurare a debitului într-un curent continuu proporțional cu pătratul diferențelor de presiune și apoi, după legea lui Bernoulli, într-o valoare proporțională cu debitul. Acest curent este indicat și înregistrat, în termeni de debit, de un indicator de debit cu lectură directă. Dacă debitul astfel măsurat și înregistrat nu concordă cu valoarea debitului afișat de un potențiometru, această discordanță este semnalată de un mic tablou și regulatorul TELEMPERM trimite în concordanță cu diferența de debit un impuls „închide paletele" sau „deschide paletele". În cazul cînd există concordanță între măsurători, impulsul lipsește.

În fig. XXIII. 85 se vede un aparat de trasare a curbelor de presiune a ventilatoarelor inclusiv punctul de funcționare, fiind cuplat cu un calculator industrial.

Prin *schimbarea numărului de trepte* ale ventilatorului se poate regla numai presiunea. Ventilatoarele axiale nu se construiesc cu mai mult de două trepte care, în mod obișnuit, sînt legate în serie. Ceea ce aspiră primul rotor trece la al doilea, dublîndu-se presiunea sau depresiunea, iar debitul rămînînd constant.

Posibilitatea de reglare a debitului și presiunii la ventilatoarele axiale în trepte fine și cu pierderi mici de energie reprezintă cel mai important avantaj al lor față de cele radiale, fapt pentru care ele sînt preferate în exploatările miniere.

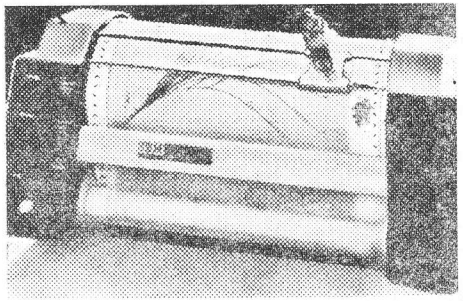


Fig. XXIII.85. Trasor de curbe ale ventilatorului prin intermediul unui calculator.

### 2.3.5. CARACTERISTICILE ADIMENSIONALE ALE VENTILATOARELOR AXIALE

Caracteristicile adimensionale ale ventilatoarelor axiale se exprimă în mod analog cu cele ale ventilatoarelor radiale.

*Caracteristica adimensională a presiunii* $\psi_{ax}$ are expresia:

$$\psi_{ax} = \frac{h_{ax}}{\frac{u_{ext}^2}{2g} \cdot \gamma} = \frac{2h_{ax}}{\rho \cdot u_{ext}^2} \qquad (2.52)$$



*Caracteristica adimensională a debitului* $\varphi_{ax}$ are expresia:

$$\varphi_{ax} = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} D_{ex}^2 (1 - a^2) u_{ex}} = \frac{c_a}{u_{ext}} \qquad (2.53)$$

Atît pentru ventilatoarele radiale cît și pentru cele axiale, în locul sistemului de axe de coordonate $Q - h$ se poate folosi sistemul $\varphi - \psi$, unde pe axa absciselor se trece $\varphi$ și pe a ordonatelor $\psi$. În felul acesta se obține *caracteristica tipului de ventilator*, care conține numai mărimi adimensionale și se poate face ușor o comparație cu alte tipuri de ventilatoare, fără să se ia în considerare dimensiunile mașinii.

În afară de acestea, ventilatoarele au și alte caracteristici adimensionale. Astfel, pentru putere există *caracteristica adimensională* $\lambda'$ care pentru ventilatoarele radiale se notează cu $\lambda'_{ra}$, iar pentru cele axiale cu $\lambda'_{ax}$.

$$\lambda'_{ra} = \frac{102\, P_j}{\frac{\pi \cdot D_2^2}{4} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot u_2^3} = \frac{816\, P_j}{\pi D_2^2 \rho u_2^3} \qquad (2.54)$$

$$\lambda'_{ax} = \frac{816\, P_j}{\pi \cdot D_{ex}^2 \cdot \rho u_{ex}^3} \qquad (2.55)$$

unde $P$ este puterea la arborele ventilatorului kW. În literatura de specialitate și în prezent această caracteristică adimensională este exprimată prin puterea $P_j$ în cai putere. În acest caz în relația (2.54) și (2.55) în loc de 816 se va introduce cifra 600.

În exprimarea caracteristicii adimensionale a puterii nu intră randamentul. Cînd se alege ventilatorul, adesea, în tabele această caracteristică este înmulțită cu randamentul, apărînd sub forma $\eta\lambda'$. De asemenea, se poate exprima prin caracteristicile adimensionale $\varphi$ și $\psi$; atunci $\eta\lambda = \varphi \cdot \psi$, unde $\eta$ este randamentul ventilatorului.

În ultimul timp, pentru ventilatoare turația specifică a fost înlocuită cu *cifra de rapiditate a turației* $\sigma$ și s-a mai introdus *cifra caracteristică a diametrului* $\delta$.

Prin aceste două caracteristici adimensionale se face o comparație cu un ventilator de referință care ar avea $\varphi = 1$ și $\psi = 1$. În acest caz se compară un rotor centrifugal care ar furniza debitul $Q$ și ar crea presiunea totală $h$ cu un alt rotor care la același debit $Q$ și la aceeași presiune $h$ ar avea $\varphi = 1$ și $\psi = 1$. La acest rotor de comparație $c_a = u$.

$$\delta = \psi^{1/4}/\varphi^{1/2} \qquad (2.56) \qquad \sigma = \varphi^{1/2}/\psi^{3/4} \qquad (2.57)$$

Pentru transformări sau recalculări se mai folosesc relațiile:

$$\psi = 1/\sigma^2\delta^2; \qquad \varphi = 1/\sigma\delta^3 \qquad (2.58)$$

Cifra caracteristică a diametrului $\delta$ arată de cîte ori diametrul rotorului este mai mare decît diametrul unui rotor de comparare care are $\varphi = 1$ și $\psi = 1$.

Cifra de rapiditate a turației $\sigma$ arată de cîte ori turația rotorului este mai mare decît turația rotorului de comparat care are $\varphi = 1$ și $\psi = 1$.

Cifra caracteristică a diametrului $\delta$ poate fi $\delta < 1$ cînd $\psi^{1/4}/\varphi^{1/2} < 1$ adică cînd $\sqrt{f} < \varphi$, de exemplu la ventilatoare axiale cu turație mare cînd $\varphi = 0{,}2$ și $\psi = 0{,}04$.

Dacă în relațiile (2.56) și (2.57) în locul lui $\varphi$ și $\psi$ se introduc mărimile $Q$ și $H$ ($H$ = m col. aer) atunci:

$$\sigma = n_{sec} \sqrt[4]{\frac{Q^2}{(2gH)^3}} \cdot 2\sqrt{\pi} = 0{,}379\, n_{sec} \sqrt[4]{\frac{Q^2}{H^3}} = \frac{1}{28{,}5}\, Q^{\frac{1}{2}} \left(\frac{h}{\rho}\right)^{\frac{-3}{4}} n_{min} \qquad (2.59)$$

$$\delta = D \sqrt[4]{\frac{2gH}{Q^2}} \cdot \sqrt{\frac{\pi}{4}} = 1{,}865\ D \sqrt[4]{\frac{H}{Q^2}} \qquad (2.60)$$

În fig. XXIII. 86 este prezentată diagrama Cordier $\sigma = f(\delta)$ cu valorile sale optime.

Pentru utilizarea practică este mai indicată utilizarea diagramei Cordier $\psi = f(\varphi)$ care se vede în fig. XXIII. 87. În această figură, pentru reprezentare, sînt considerate $\sigma$ = const. și $\delta$ = constant.

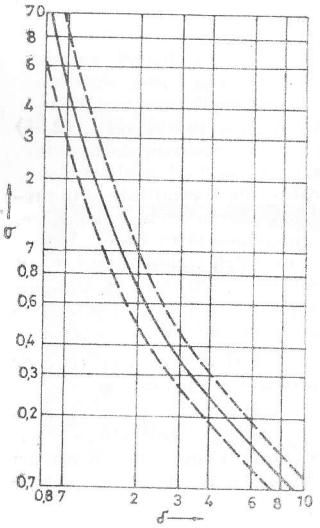



Fig. XXIII.86. Diagrama Cordier $\sigma = f(\delta)$.

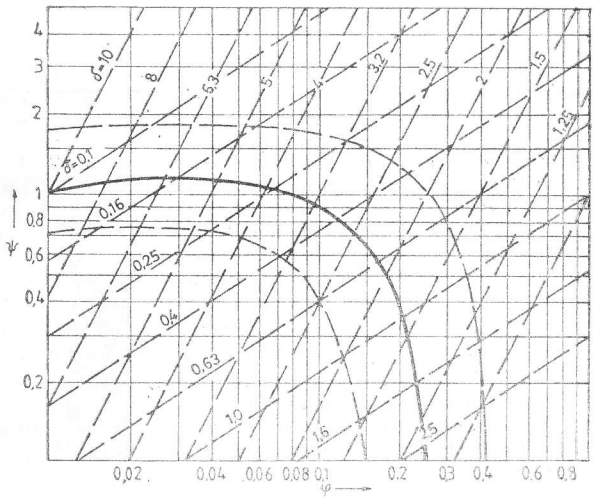



Fig. XXIII.87. Diagrama Cordier $\psi = f(\varphi)$.

O altă caracteristică a ventilatoarelor este *turația specifică*. Ea are aceeași expresie ca și la toate turbomașinile, numai că în relație se introduce un debit de 1 m³ pe secundă, iar pentru presiune, 30 mm $H_2O$. În acest caz expresia turației specifice $n_{sp}$ este

$$n_{sp} = 12{,}9\, n \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \qquad \text{[rot/min]} \qquad (2.61)$$



unde: $n$ este turația normală a ventilatorului; $Q$ — debitul ventilatorului, m³/s; $h$ — presiunea (depresiunea) ventilatorului, mm $H_2O$.

Pentru ventilatoarele axiale, turația specifică calculată după relația (2.61) variază aproximativ în intervalul 1200—1800, iar pentru cele radiale aproximativ între 300 și 600 rot/min.

Pentru alegerea ventilatoarelor turația specifică mai mare este exprimată sub altă formă, puțin diferită de relația (2.61), fapt pentru care turația specifică se va nota în această situație cu $n_q$.

$$n_q = n \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \qquad \text{[rot/min]} \qquad (2.61,a)$$

unde: $n$ și $Q$ au aceeași semnificație ca mai înainte, iar $H$ este presiunea ventilatorului în m col. aer ($h = H \cdot \gamma$ [mm $H_2O$]).

Dacă turația specifică se calculează după relația (2.61,a), atunci pînă la turații specifice de $n_q = 100$ rot/min se vor alege ventilatoare radiale, iar pentru $n_q > 100$ se vor alege ventilatoare axiale.

Între turația specifică $n_q$ și cifra de rapiditate a turației $\sigma$ există următoarea relație:

$$\sigma = 0{,}00632\, n \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} = 0{,}00632\ n_q \qquad (2.62)$$

sau

$$n_q = 158{,}1\ \sigma \qquad (2.62,a)$$

## 2.4. COMPARAȚIE ÎNTRE VENTILATOARELE RADIALE ȘI AXIALE

În ce privește domeniul de utilizare al ventilatoarelor pentru aerajul principal al minelor se poate spune că ventilatoarele radiale sînt turbomașini de lucru pentru presiuni mari și debite relativ mici (12 000 m³/min), iar ventilatoarele axiale sînt, de asemenea, turbomașini de lucru, însă pentru debite mari (pînă la 36 000 m³/min în industria minieră) și presiuni (depresiuni) relativ mici, adică pînă la cca 400 mm $H_2O$.

În consecință ventilatoarele radiale se vor folosi la minele care se aerisesc mai greu, adică cu orificiu echivalent mai mic, iar ventilatoarele axiale se vor utiliza la minele cu orificiu echivalent mai mare.

Gabaritul ventilatoarelor axiale, pentru aceleași caracteristici, este mai mic decît al ventilatoarelor radiale.

Siguranța în funcționare este mai mare la ventilatoarele axiale, deoarece ele sînt cuplate direct cu motorul de acționare. Randamentul total al ventilatoarelor axiale este mai bun decît al celor radiale.

Reglarea debitului și a presiunii se poate face mult mai comod și în trepte mult mai fine la ventilatoarele axiale decît la cele radiale. De asemenea, pierderile de energie care au loc prin reglare sînt mai mici la ventilatoarele axiale decît la cele radiale.

Ca dezavantaje poate fi amintit unul singur și anume zgomotul mare pe care-l face ventilatorul axial în raport cu cel radial. Pentru ca zgomotul să nu fie prea mare, așa cum s-a amintit, viteza periferică maximă a ventilatorului axial trebuie să fie mai mică ca 94 m/s.

## 2.5. ALEGEREA VENTILATOARELOR

Pentru alegerea unui ventilator nu este suficient să se ia în considerare numai turația specifică $n_q$ sau cifra de rapiditate a turației $\sigma$. Valoarea ei are însemnătate pentru fiecare tip de ventilator numai în domeniul pentru care este indicat. În afara acestui domeniu, tipul respectiv de ventilator nu trebuie ales, dacă se preferă ca el să funcționeze cu randament maxim. În tabelul XXIII. 15, ultima coloană, se poate urmări acest lucru. De multe ori aceste domenii se intersectează și de aceea în această situație, cînd se poate alege un tip sau altul de ventilator, se iau în considerare și alte puncte de vedere și cu ajutorul lor se decide asupra alegerii.

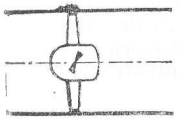
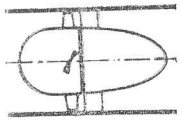
*Tabelul XXIII.15*

**Crracteristicile diferitelor tipuri de ventilatoare**

| | $\psi$ | $\nu$ | $\varphi \cdot \nu = \lambda \cdot \eta$ | $\sigma$ | $\delta$ | $n_q = 158{,}1 \cdot \sigma$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| | 1,0 | 2...4 | 2...4 | 0,35...0,6 | 1,14...1,19 | 40...95 |
| | 1 | 2...3 | 2...3 | 0,438..0,592 | 1,19...1,32 | 69...93 |
| | 0,3 | 0,75 | 0,225 | 0,68 | 1,7 | 107,5 |
| | 0,2 | 0,6 | 0,12 | 0,657 | 1,965 | 104 |



*Tabelul XXIII.15* (continuare)

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 6 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | 0,13 | 1,0 | 0,13 | 0,361 | 2,72 | 57,1 |
| | 0,03 | 1,1 | 0,033 | 0,162 | 5,92 | 26,6 |
| | 0,00185 | 1,1 | 0,00203 | 0,04 | 24,4 | 6,3 |
|  | 0,1...0,2 | 0,05...0,01 | 0,005..0,02 | 1,6...3,8 | 1,0...1,78 | 250...600 |
|  | 0,3 | 0,5 | 0,15 | 0,924 | 1,535 | 146 |
| | 0,3 | 0,7 | 0,21 | 0,715 | 1,62 | 113 |

Dacă se pune întrebarea, care puncte de vedere mai trebuiesc luate în considerare la alegerea unui tip de ventilator, pe lîngă turația specifică, atunci cele mai importante sînt redate mai jos.

1) Realizarea unui randament cît mai ridicat. Această cerință poate fi satisfăcută numai dacă fiecare tip de ventilator este utilizat în domeniul valorilor sale pentru $\sigma$.

2) Producerea unor zgomote mici. Pe cît este posibil valori mari pentru $\psi$ și viteze periferice mici.

3) Cea mai mică uzură posibilă în cazul că gazul vehiculat de ventilator este încărcat cu praf. Pe cît posibil valori mari pentru $\psi$.

4) Capacitate mare de aspirare. Valori mari pentru $\varphi$.

5) Dimensiunile cele mai mici la vehiculare de debit mare și la o execuție ieftină a ventilatorului. Valorile lui $\varphi$ și $\psi$ să fie cît mai mari posibil.

6) Cerințe la curba caracteristică a presiunii funcție de debit :
— curbă caracteristică abruptă, adică cu înclinare mare ;
— curbă caracteristică fără vîrf de maximum a presiunii ;
— curbă caracteristică plată.

7) Cerințe la curba caracteristică a puterii funcție de debit :
— putere de acționare cît mai mică la debit zero, adică cînd registrul este închis ;
— puterea de acționare cea mai mare la funcționarea ventilatorului cu debit normal.

8) Cerințe referitoare la posibilitatea de reglare a debitului și a presiunii. De exemplu ventilatorul să fie reglat pentru presiune constantă, sau la un anumit debit să se realizeze o anumită presiune.

9) Greutate mică a ventilatorului.

10) Anumite condiții de montare.

11) Anumite cerințe privind poziția prizelor de aspirare și refulare ale ventilatorului.

12) Rotoare cu cel mai mic moment de inerție posibil $[G \cdot D^2]$.

13) Rotoare de cea mai mare rezistență.

Alegerea unui ventilator este cu atît mai greu de făcut, cu cît mai multe condiții trebuiesc realizate concomitent. În tabelul XXIII. 15 sînt prezentate caracteristicile principalelor tipuri de ventilatoare cît și domeniile în care se recomandă să se folosească. Ele sînt puncte de reper aproximative pentru alegerea științifică a unui ventilator sau altul.

În ceea ce privește forma curbelor caracteristice ale ventilatoarelor, în fig. XXIII 88 se vede forma curbei caracteristice privind caracteristica adimensională a presiunii pentru 6 din cele mai frecvent utilizate tipuri de ventilatoare, de care, de asemenea, trebuie să se țină seama la alegerea lor.

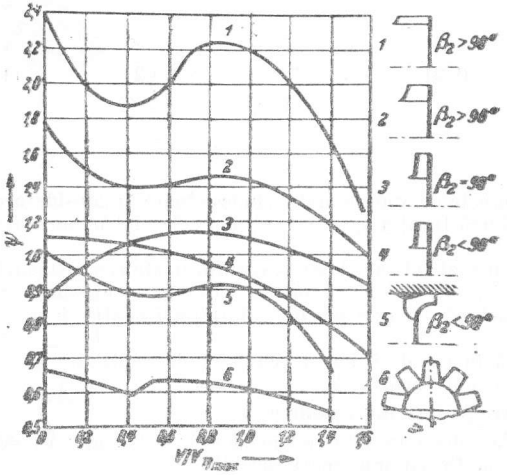



Fig. XXIII.88. Forma curbelor caracteristice luînd în considerare caracteristica adimensională a presiunii pentru 6 din cele mai utilizate tipuri de ventilatoare.



## 2.5.1. VERIFICAREA VENTILATORULUI ALES ȘI DETERMINAREA TREPTELOR DE REGLARE

După ce s-a ales tipul de ventilator conform caracteristicilor adimensionale prezentate în tabelul XXIII. 15 este necesar să se facă o verificare a ventilatorului în funcție de curba lui caracteristică $h = f(Q)$. Acest lucru se impune mai ales pentru faptul că ventilatorul trebuie să asigure o funcționare stabilă și economică pe o perioadă de lucru de 15—20 de ani. De asemenea, ventilatorul trebuie să aibă o rezervă de debit de cel puțin 20% față de debitul proiectat pentru perioada cea mai grea de aeraj a minei (cînd mina are orificiul echivalent cel mai mic), la valori acceptabile ale vitezei periferice și a unghiurilor de fixare a paletelor la ventilatoarele axiale.

Sînt cunoscute : $Q_1$ și $h_1$, debitul de aer necesar minei și presiunea (depresiunea) minei pentru perioada cînd mina are orificiul echivalent maxim $A_M$. Se calculează, de asemenea, debitul și presiunea (depresiunea) minei, $Q_2$ și $h_2$, pentru perioada cea mai nefavorabilă, cînd mina s-a dezvoltat și are orificiul echivalent cel mai mic $A_m$. La calculul presiunii (depresiunii) minei se va ține seama de rezistențele de aeraj pînă în fața ventilatorului, deci și de cele de pe canalul de aeraj.

Dacă pentru orificiul echivalent minim $A_m$ debitul calculat este $Q_2$, atunci, dacă se include și rezerva de 20%, debitul care va trebui să-l poată furniza ventilatorul va fi $Q_2' = 1{,}2\ Q_2$, iar presiunea (depresiunea) $h_2$ va avea valoarea :

$$h_2' = h_2 \left( \frac{Q_2'}{Q_2} \right)^2 = 1{,}44\, h_2$$

$h_2'$ reprezentînd presiunea (depresiunea) maximă a minei pentru orificiul echivalent minim $A_m$.

Pentru orificiul echivalent minim :

$$A_m = 0{,}38 \frac{Q_2'}{h_2'}$$

se va trasa curba de aeraj, așa cum a fost arătat, și punctul de intersecție cu curba caracteristică a ventilatorului $h = f(Q)$ va da punctul de funcționare, din care se vede dacă debitul și presiunea corespund cu cele impuse de mină. Dacă nu corespund și sînt mai mici cu peste 20% față de valorile necesare, se va alege un alt ventilator cu o altă curbă caracteristică.

Dacă este un ventilator axial, se va vedea la care unghi de poziție a paletei se poate realiza debitul și presiunea cerută de mină, iar dacă unghiul de poziție nu se găsește între limitele de execuție a ventilatorului, va trebui să se aleagă un alt ventilator. În caz că ventilatorul este bine ales și este radial, atunci din relațiile afinității se calculează turația $n_1$ cu care va trebui să funcționeze la început, adică cînd orificiul echivalent este maxim și pentru mină sînt necesare debitul $Q_1$ și presiunea $h_1$. Turația normală $n_2$ este cunoscută și este aceea cu care va funcționa ventilatorul în perioada cu orificiul echivalent minim al minei.

$$n_1 = \frac{Q_1}{Q_2} \cdot n_2 \qquad [\text{rot/min}]$$

Cunoscînd turația $n_1$ și folosind legile afinității se poate determina curba caracteristică a ventilatorului ales pentru această turație. Se vor lua 5—7 puncte de pe curba caracteristică $h = f(Q)$ pentru turația $n_2$ care este dată de uzina constructoare a ventila-

torului și deci la fiecare punct luat de pe această curbă este cunoscut $Q$, $h$ și turațiile $n_1$ și $n_2$ și se pot determina punctele pentru noua curbă. De exemplu s-a luat punctul $A_1$ (fig. XXIII. 89) de coordonate $Q_{21}$ și $h_{21}$. Debitul care corespunde la turația $n_1$ va fi $Q_{11}$, iar presiunea $h_{11}$: $Q_{11} = Q_{21}\dfrac{n_1}{n_2}$; $h_{11} = h_{21}\left(\dfrac{n_1}{n_2}\right)^2$

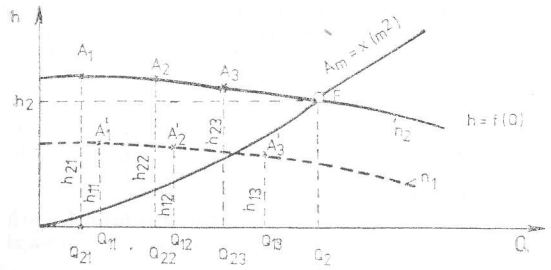



Fig. XXIII.89. Determinarea curbei caracteristice $h = f(Q)$ pentru turația $n_1$, cînd se cunoaște turația $n_2$.

Punctul $A_1'$ pentru turația $n_1$ va avea coordonatele $(Q_{11}, h_{11})$.

Se ia un al doilea punct $A_2$, de coordonate $Q_{22}$ și $h_{22}$. Acestor coordonate la turația $n_1$ le corespund coordonatele $Q_{12}$ și $h_{12}$

$$Q_{12} = Q_{22}\frac{n_1}{n_2}; \quad h_{12} = h_{22}\left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2$$

Punctul $A_2'$ pentru turația $n_1$ va avea coordonatele $Q_{12}$, $h_{12}$; în felul acesta se pot lua cele 5 pînă la 7 puncte. Acestea unite dau curba caracteristică $h = f(Q)$ pentru turația $n_1$. Intersecția acestei curbe cu curba de aeraj a minei pentru orificiul echivalent maxim $A_M = 0{,}38\dfrac{Q_1}{\sqrt{h_1}}$, dă punctul de funcționare a ventilatorului pentru perioada lui inițială de lucru și se poate vedea dacă corespunde cu cerințele minei.

Admițind că este un ventilator radial și că a fost bine ales, înseamnă că $n_2$ este turația maximă și $n_1$ este turația minimă.

De obicei cînd $\dfrac{n_2}{n_1} \leqslant 1{,}2$ se consideră funcționarea ventilatorului pentru întreaga durată de exploatare cu turația $n_2$, menținînd presiunea (depresiunea) constantă cu ajutorul registrului.

Dacă $\dfrac{n_2}{n_1} > 1{,}2$ se recomandă o reglare combinată și anume schimbarea în trepte a turației și o reglare fină cu ajutorul registrului între limitele fiecărei trepte. În acest



caz numărul $Z$ de trepte de reglare se determină cu expresia:

$$Z = \frac{\lg\dfrac{n_2}{n_1}}{\lg 1{,}2} \tag{2.63}$$

Valoarea lui $Z$ se rotunjește la număr întreg; de exemplu dacă $Z = 3{,}15$ se rotunjește la 4 și deci calculul se va face cu $Z = 4$.

Raportul dintre turații $i$ are valoarea:

$$i = \sqrt[Z]{\frac{n_2}{n_1}} \tag{2.64}$$

De exemplu: $n_2 = 450$ rot/min, iar $n_1 = 230$ rot/min

$$Z = \frac{\lg\dfrac{n_2}{n_1}}{\lg 1{,}2} = \frac{\lg\dfrac{450}{230}}{\lg 1{,}2} = \frac{\lg 1{,}956}{\lg 1{,}2} = 3{,}67.$$ Se va lua $Z = 4$.

$$i = \sqrt[Z]{\frac{n_2}{n_1}} = \sqrt[4]{\frac{450}{230}} = 1{,}18$$

Se notează $n_I$, $n_{II}$, $n_{III}$ și $n_{IV}$ turația fiecărei trepte:

$$n_I = n_1 \cdot i = 230 \cdot 1{,}18 = 273 \text{ rot/min};$$

$$n_{II} = n_I \cdot i = 273 \cdot 1{,}18 = 322 \text{ rot/min};$$

$$n_{III} = n_{II} \cdot i = 322 \cdot 1{,}18 = 380 \text{ rot/min};$$

$$n_{IV} = n_2 = n_{III} \cdot i = 380 \cdot 1{,}18 = 449 \sim 450 \text{ rot/min}.$$

și ventilatorul va fi comandat cu 4 perechi de roți dințate sau șaibe, pentru 4 regimuri de lucru.

Dacă se alege ventilator axial, atunci prin interpolare se pot determina unghiurile de poziție ale paletelor față de axa ventilatorului.

În ceea ce privește puterea de acționare, la motoarele asincrone, dacă puterea necesară pentru turația $n_1$ este $P_1$ și este mai mare ca 60% din puterea $P_2$, putere care este necesară la turația cea mai mare $n_2$, atunci ca putere a motorului se ia $P_2$ pentru toată durata de funcționare. Dacă această putere este mai mică ca 60% atunci puterea motorului $P_m$ se ia: $P_m = \sqrt{P_1 \cdot P_2}$ pentru turația $n_1$ și puterea $P_2$, pentru turația $n_2$. De cele mai multe ori ventilatorul este acționat pe toată durata cu puterea $P_2$.

În cazul motorului sincron se alege un motor cu puteréa mai mare $P_2$ pentru toată durata de funcționare.

### 2.5.2 CARACTERISTICI ALE VENTILATOARELOR RADIALE ÎN FUNCȚIE DE CURBURA PALETELOR

Dacă ventilatorul ales pentru aerajul unei mine este un ventilator radial, atunci este recomandabil să se țină seamă și de calitățile sau neajunsurile lui generate de curbura paletelor, respectiv de valorile unghiului $\beta_2$. În acest scop ele vor fi prezentate pentru ventilatoarele radiale cu rotoare care au paletele curbate înapoi, radiale și curbate înainte.

**Ventilatoare radiale cu palete curbate înapoi** ($\sphericalangle \beta_2 < 90°$). Avantajul special al rotoarelor cu palete curbate înapoi constă în faptul că dacă ventilatorul depășește debitul normal, puterea de acționare nu crește brusc, ci rămîne aproape constantă și nici nu manifestă tendințe de coborîre. Acest lucru este în legătură cu scăderea rapidă a presiunii în acest domeniu de funcționare și scoate în evidență faptul că la rezistențe de aeraj variabile, debitul se schimbă numai în mică măsură. Pe lîngă puterea de acționare limitată care protejează motorul contra suprasarcinei, paletele curbate înapoi prezintă randamente mari și produc zgomot relativ mic.

Ca dezavantaje se pot aminti: caracteristici adimensionale ale presiunii mici, de aceea necesită viteză periferică mare; preț de procurare mai mare, ceea ce este echilibrat de funcționarea mai economică a acestor ventilatoare.

Paletele curbate înapoi sînt potrivite pentru toate presiunile (depresiunile), în special pentru presiuni mari și foarte mari, scopul principal pentru care se construiesc, însă datorită mersului lor liniștit se utilizează și ca ventilatoare de joasă presiune. Acest tip de ventilator se construiește pentru *presiuni* (*depresiuni*) *joase* cu un raport între diametre de $D_1/D_2 = 0{,}75 \ldots 0{,}85$, numărul de palete $Z = 20 \ldots 60$, caracteristica adimensională de presiune $\psi = 0{,}7 \ldots 0{,}9$.

Pentru presiuni mijlocii și mari $D_1/D_2$ are valori de la 0,6 în jos, $Z = 10 \ldots 24$ pentru presiune medie, caracteristica adimensională pentru presiune în medie $\psi = 1{,}0$ pînă la 1,1 pentru presiune mare 1,15 pînă la 1,25 corespunzînd raportului $D_1/D_2$.

Unghiul $\beta_1$ are valori obișnuite între 30 pînă la 40°, iar $\sphericalangle \beta_2$ de la 40 la 55°.

**Ventilatoare radiale care au rotoare cu palete radiale** ($\sphericalangle \beta_2 = 90°$). Acest tip de ventilatoare permite utilizarea cea mai multilaterală. Avantajele lor constau în pierderi mai mici datorită frecării aerului în canalele rotorului, caracteristici adimensionale ale presiunii mari, în medie $\psi = 1{,}3$, valoare maximă $\psi = 1{,}5$ și au randamente mari. Ele se pot construi ca rotoare deschise sau închise pentru toate presiunile pînă la cca 700 mm $H_2O$.

Tipurile executate sînt:

— *Ventilatoare de presiune* (*depresiune*) *joasă* cu $D_1/D_2$ de la 0,75 la 0,85, număr de palete $Z = 16 \ldots 36$ și chiar mai multe, caracteristica adimensională a presiunii $\psi = 1{,}0 \ldots 1{,}2$.

— *Ventilatoare de presiune medie* cu $D_1/D_2 = 0{,}65$ sau mai mic, pentru debite sub 3 $m^3/s$ și $D_1/D_2 = 0{,}7$ pentru debite mai mari, numărul de palete $Z = 12$ pînă la 18, $\psi = 1{,}3$ pînă la 1,4.

— *Ventilatoare de presiune mare* cu $D_1/D_2$ mai mic ca 0,55, numărul paletelor $Z = 16$ pînă la 20, $\psi = 1{,}4 \ldots 1{,}5$.

Ca dezavantaje ale rotoarelor cu palete radiale trebuiesc amintite: creșterea bruscă a puterii de acționare odată cu creșterea debitului ventilatorului care este un pericol pentru electromotorul de acționare și desvoltarea unui zgomot puternic, mai ales la depășirea debitului normal.

Unghiul $\beta_1$ se alege între 30 și 40°, media fiind 35°.



**Ventilatoare radiale cu palete curbate înainte.** Avantajul acestor palete constă în faptul că au caracteristici adimensionale $\psi$ și $\varphi$ mari, deci pot livra debite mari și presiune mare la viteze periferice relativ mici. Rotoarele cu palete curbate înainte au viteza periferică cea mai mică dintre toate celelalte forme de palete. Acest lucru permite construirea ventilatoarelor cu gabarit mai mic, care din punct de vedere economic este avantajos. Dezavantajele lor sînt creșterea pronunțată a puterii de acționare odată cu creșterea debitului, de aceea există pericolul suprasolicitării motorului, randamente mai mici, iar la viteze periferice mari produc zgomot puternic.

Rotoare cu palete curbate înainte se construiesc în principal numai pentru ventilatoare de joasă presiune, cu un raport între diametre de $D_1/D_2 = 0{,}8 \ldots 0{,}9$, numărul de palete $Z$, în funcție de mărime, de la 30 la 60 și chiar mai multe.

Unghiul $\beta_1$ are valori cuprinse între 40 și 50°, $\sphericalangle \beta_2 = 130$ pînă la 140°, astfel încît diferența dintre unghiuri $\beta_2 - \beta_1 \leqslant 90°$. După *B. Eck* trebuie ca $\sin \beta_2 = (D_1/D_2) \sin \beta_1$, considerînd teoretic că viteza relativă $w$ rămîne constantă în canalele rotorului.

Mai nou, se construesc rotoare cu palete curbate înainte și pentru ventilatoare *de presiune medie* pentru mină. Din cauza caracteristicii adimensionale, pentru presiuni ridicate, $\psi = 1{,}8 \ldots 2$, gabaritul acestor ventilatoare poate fi mult micșorat, mai ales dacă au aspirație bilaterală. În această situație, dacă paletele ventilatorului sînt late $b = (0{,}3 \ldots 0{,}5)\ D_2$ și numărul lor este mare $Z = 24$ pînă la 35, pierderile de presiune în canalele rotorului se micșorează, astfel că randamentul crește, iar economicitatea utilizării lor crește într-un măsură acceptabilă pentru utilizare. Raportul dintre diametre $D_1/D_2$ variază între 0,75 pînă la 0,7, unghiul $\beta_1 = 60$ pînă la 75°, iar unghiul $\beta_2 = 100$ pînă la 120°.

Pentru ventilatoare de înaltă presiune nu sînt potrivite rotoarele cu palete curbate înainte numai pentru debite mici.

Din aceste trei feluri de palete se pot face o serie de combinații, astfel ca într-o paletă combinată să apară avantajele celor 3 forme. Scopul principal este să se coreleze, în special, avantajele paletelor curbate înapoi cu cele curbate înainte, ceea ce se poate, realiza prin darea de forme adecvate canalelor rotorului.

## 2.6. INFLUENȚA TIRAJULUI NATURAL AL MINEI ASUPRA FUNCȚIONĂRII VENTILATOARELOR

Este cunoscut faptul că tirajul natural are o anumită influență asupra punctului de funcționare a ventilatoarelor și anume, atunci cînd tirajul natural antrenează curentul de aer din mină în același sens cu ventilatorul, influențează favorabil punctul de funcționare a ventilatorului, iar cînd antrenează invers, ca sens de circulație, curentul de aer din mină față de sensul antrenat de ventilator, atunci tirajul natural influențează nefavorabil acțiunea respectiv punctul de funcționare a ventilatorului.

Din experiență s-a constatat că variația tirajului natural la o anumită adîncime cunoscută a minei depinde cu o bună aproximație de temperatura de afară (de la zi) $t$ a aerului, încît pentru variația tirajului natural $h_n$ este valabilă relația:

$$h_n = a - b \cdot t \qquad (2.65)$$

Pentru a putea cunoaște variația tirajului natural, acesta se măsoară în două anotimpuri diferite și la temperaturi diferite ale aerului atmosferic. Se introduc valorile lui $h_n$ și a lui $t$ în relația (2.65) și se obțin astfel două ecuații cu două necunoscute

$a$ și $b$ care se determină ușor. După aceea tirajul natural se poate determina cu destulă aproximație în oricare zi a anului, măsurînd doar temperatura aerului atmosferic.

Deosebirea între funcționarea în timp de vară și de iarnă a unui ventilator la același orificiu echivalent al minei se vede în fig. XXIII.90. Astfel se vede, la turația $n_2$, că în vară punctul de funcționare se deplasează în $F_{1v}$ față de $F_{1i}$ cît a fost în iarnă.

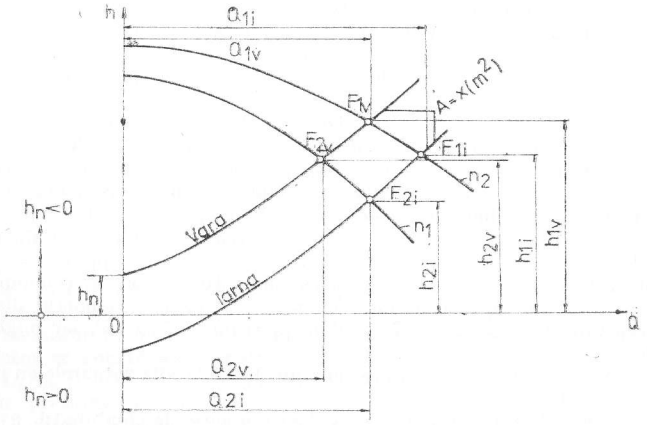



Fig. XXIII.90. Variația punctului de funcționare a unui ventilator în timp de iarnă și de vară, la același orificiu echivalent.

La turația $n_1$ el se deplasează în punctul $F_{2v}$ față de $F_{2i}$ cît a fost în iarnă. În vară acțiunea ventilatorului nu mai este favorizată de tirajul natural al minei, ci din contră, presiunea aerului atmosferic lucrează contra depresiunii ventilatorului; din cauza aceasta în cazul turației $n_2$ debitul ventilatorului scade de la $Q_{1i}$ la $Q_{1v}$, iar la turația $n_1$, debitul scade de la $Q_{2i}$ la $Q_{2v}$. Din cele arătate rezultă că în timpul verii, deși orificiul echivalent este același, ventilatorul intîpină o rezistență de aeraj mai mare decît în timpul iernii. Se manifestă deci o micșorare aparentă a orificiului echivalent al minei. Acest fenomen se manifestă atît la aerajul aspirant cît și la cel refulant.

## 2.7. ZGOMOTELE VENTILATOARELOR

**Producerea zgomotelor la ventilatoare.** Cauzele nemijlocite ale zgomotului la ventilatoare sînt oscilațiile mecanice datorită transformărilor de energie, unde, în principal, se transformă energia potențială în energie cinetică. De asemenea, accelerarea maselor neechilibrate poate să fie o sursă de zgomot. Oscilațiile mecanice se propagă parte prin aer, iar parte prin pămînt sau prin construcțiile de pe pămînt ca zgomote și sînt percepute de urechea omenească după înălțimea tonului, în domeniul frecvențelor de



la cca 16 pînă la 20 000 Hertz (Hz). Condiția de percepere este presiunea zgomotului $P$ care este mai mare sau mai mică decît limita de sensibilitate a auzului omenesc. Pe lîngă oscilațiile mecanice, atunci cînd un ventilator este în funcție, curentul de aer este întrerupt periodic de către palete care se învîrtesc și prin aceasta, pe partea anterioară a fiecărei palete ia naștere o comprimare a aerului, iar pe partea posterioară o rarefiere a aerului. În acest caz presiunea produsă de zgomot este proporțională cu presiunea produsă de canalele dintre palete și fiindcă intensitatea zgomotului depinde de pătratul presiunii zgomotului, există această relație pătratică și între intensitatea zgomotului și presiunea creată de ventilator, respectiv pătratul turației ventilatorului. Deoarece în continuare, intensitatea zgomotului depinde și de secțiunea transversală a coloanei de aer care oscilează, există o relație și între debitul ventilatorului și intensitatea zgomotului. Din cele arătate rezultă că intensitatea zgomotului unui ventilator în funcțiune *variază cu produsul dintre debit și pătratul presiunii.*

**Exprimarea intensității zgomotelor.** Tăria unui zgomot $L$ are expresia:

$$L = 10 \lg \frac{S}{S_0} \qquad \text{[phoni]} \tag{2.66}$$

în care: $S$ este intensitatea unui zgomot oarecare; $S_0$ — intensitatea limită la care se aude zgomotul (sunetul) sau, altfel spus, cînd abia se percepe. Cînd un zgomot este comparat cu altul la limita de audibilitate, intensitatea $L$ a zgomotului (sunetului) se exprimă în *phoni*. Dacă în locul lui $S_0$ ar fi fost un alt zgomot oarecare $S'$ atunci intensitatea zgomotului s-ar fi dat în *decibeli*.

Decibelul este a 10-a parte dintr-un *Bel* și poate fi definit ca intensitate a unui sunet exprimat prin de 20 ori logaritmul zecimal al raportului dintre presiunea sonoră și presiunea $P_0 = 2 \cdot 10^{-4}$ microbari (la limita de audibilitate).

$$L = 20 \lg \left( \frac{P}{P_0} \right) \qquad \text{[dB]} \tag{2.67}$$

Phonul reprezintă unitatea de măsură a tăriei sunetului și este egală cu intensitatea în decibeli a unui sunet care are frecvența de 1000 Hz și care apare urechii tot atît de puternic; presiunea la limita de audibilitate pentru frecvența de 1000 Hz este $P_0 = 3{,}16 \cdot 10^{-4}$ dyne/cm²

în acest caz se poate scrie:

$$L = 10 \lg \left( \frac{S}{S_0} \right) = 20 \lg \frac{P}{P_0} \qquad \text{[phoni]}$$

Presiunea undei sonore $P$ și intensitatea sunetului $S$ sînt legate prin relația:

$$S = P^2/\rho \cdot a \tag{2.68}$$

în care: $\rho$ este masa specifică (densitatea) mediului de transmitere a sunetului; $a$ — viteza sunetului, cm/s.

Pentru intensitatea sunetului la limita de auzire $S_0$ există deci relația:

$S_0 = P_0^2/\rho \cdot a$ (fiind vorba de două zgomote care se propagă în același mediu).

În tehnică măsurarea intensității zgomotelor se face în phoni, pornind de la limita de audibilitate. Astfel: 1 phon — limita de audibilitate a zgomotului; 10 phoni —

foșnet de frunze la adiere de vînt ; 30 phoni — stradă liniștită seara ; 40 phoni — conversație liniștită ; 80 phoni — claxon puternic ; 90—100 phoni — perforator pneumatic ; 120 phoni — avion cu elice la 4 m distanță ; 130 phoni — limita intensității la care perceperea zgomotului devine periculoasă.

Se vede deci că domeniul de percepere a zgomotelor de către urechea omenească este cuprins între 1 și 130 phoni.

După *Lehmann* zgomotele se pot împărți în 4 categorii :

—categoria I : 30—65 phoni — un zgomot care pune numai probleme psihologice ;
—categoria a II-a : 65—90 phoni — zgomot care declanșează reacții ale sistemului nervos vegetativ ;
—categoria a III-a : 90—120 phoni — zgomot care dăunează auzului ;
—categoria a IVa : peste 120 phoni — zgomot foarte puternic care după scurt timp provoacă surzenie și boli nervoase.

**Compararea intensității zgomotelor ventilatoarelor.** S-a spus că intensitatea zgomotului la un ventilator care se găsește în funcție variază cu debitul înmulțit cu pătratul presiunii create de el. Datorită acestui fapt, cunoscînd intensitatea zgomotului unui ventilator $S$ la turația $n$, intensitatea zgomotului $S'$ la turația $n'$ se poate calcula din relația :

$$\frac{S'}{S} = \left(\frac{n'}{n}\right)^5 \tag{2.69}$$

Tăria zgomotului $L'$ are expresia

$$L' = L + 50 \lg \frac{n'}{n} \quad \text{[phoni] } L \text{ fiind tăria zgomotului la turația } n. \tag{2.70}$$

Creșterea intensității sunetului $\Delta L$ datorită creșterii turației are valoarea :

$$\Delta L = L' - L = 50 \lg \frac{n'}{n} \quad \text{[phoni]} \tag{2.71}$$

Pentru ventilatoarele geometric asemenea (care au raportul dintre aceleași dimensiuni de exemplu $D_1/D_1'$, $D_2/D_2'$ etc. constant și valoarea egală, pentru unghiuri), intensitățile sunetului $S'/S$ variază ca și :

$$\frac{Q'}{Q} = \left(\frac{D'}{D}\right)^3 \quad \text{și} \quad \frac{h'}{h} = \left(\frac{D'}{D}\right)^2$$

Deci :

$$\frac{S'}{S} = \left(\frac{D'}{D}\right)^7 \tag{2.72}$$

iar variația intensității sunetului $L'$ va fi :

$$\Delta L' = 70 \lg \frac{D'}{D} \quad \text{[phoni]} \tag{2.71,a}$$



Dacă se ia acum în considerare turația specifică $n_{sp}$, se poate determina tăria specifică a zgomotului $L_S$ care poate fi percepută la turația $n_{sp}$ :

$$L_s = 10 \lg \frac{S_s}{S_0}$$ unde $S_s$ este intensitatea zgomotului la turația $n_{sp}$.

Pentru turația $n'$ a unei mașini geometric asemenea cu ea, intensitatea $S'$ va fi :

$$S' = S_s \left(\frac{n'}{n_{sp}}\right)^5$$

$n_{sp} = 10\, n' Q'^{0,5} \cdot h'^{-0,75}$ iar

$$S' = S_s [0{,}1/Q'^{0,5} \cdot h'^{0,75}]^5 \tag{2.73}$$

Tăria sunetului $L'$ va fi :

$$L' = L_s + 50 \lg [0{,}1/Q'^{0,5} \cdot h'^{0,75}] \tag{2.74}$$

respectiv :

$$L_s = L' - 50 \lg \left(\frac{0{,}1}{Q'^{0,5}} \cdot h'^{0,75}\right) \tag{2.75}$$

Pentru o mai bună interpretare a celor prezentate se dă un *exemplu numeric* :

Un ventilator care are un diametru de 500 mm și furnizează un debit de 150 $m^3$/min și o presiune de 100 mm $H_2O$, la o turație de 1500 rot/min, produce un zgomot de 64 phoni. Se cere :

1) Tăria zgomotului la 950 rot/min. 2) Tăria zgomotului la un ventilator geometric asemenea cu cel dat, avînd diametrul exterior de 1000 mm și funcționînd la turație de 600 rot/min.

Notînd cu $L'$ tăria zgomotului la turația 950 rot/min, ea va fi, conform relației (2.70),

$$L' = L + 50 \lg \frac{n'}{n} = 64 + 50 \lg \frac{950}{600} = 64 + 50 \lg 1{,}585 =$$

$$= 64 + 50 \cdot 0{,}2 = 64 + 10 = 74 \text{ phoni.}$$

Pentru ventilatorul geometric asemenea creșterea tăriei zgomotului $\Delta L$ se calculează conform relației (2.71,a) :

$$L = 70 \lg \left(\frac{D'}{D}\right) = 70 \lg \frac{1000}{500} = 70 \lg 2 = 70 \cdot 0{,}3 = 21 \text{ phoni.}$$

Tăria zgomotului la ventilatorul geometric asemenea cu cel dat, va fi :

$$L' = 70 + 21 = 91 \text{ phoni.}$$

Pentru micșorarea zgomotului produs de ventilatoare este necesar să fie luate măsuri de izolare fonică a elementelor care participă cel mai intens la producerea zgomotelor. Pentru aceasta este necesar să se cunoască destul de exact spectrul frecvențelor de la fie-

care sursă de zgomot și a căilor de răspîndire a zgomotului, ceea ce se poate face relativ ușor cu aparatele care s-au construit în acest sens. Trebuie, de asemenea, să se țină seama că există concomitent mai multe surse de zgomot : de la motor, de la angrenaj, de la orificiul conductei de aspirare, de la carcasa ventilatorului și de la difuzor. Este cunoscut că există efectul de acoperire a zgomotului și de aceea apare în evidență numai sursa cea mai puternică de zgomot. Dacă s-a amortizat zgomotul acestei surse, apar celelalte zgomote care au fost acoperite de acesta care era cel mai puternic și acest lucru aduce cu sine deziluzia succesului. Pentru evitarea acestui neajuns, măsurătorile zgomotului trebuiese făcute în imediata apropiere a fiecărei surse de zgomot, pentru ca să se poată măsura exact intensitatea lui. Trebuie avut în vedere nu numai intensitatea zgomotului ci și suprafața de pe care se răspîndește, deoarece puterea acustică a zgomotului influențează intensitatea acestuia în depărtare. De aceea, după ce aceste măsurători s-au făcut, se începe cu izolarea zgomotului celui mai puternic și în mod treptat se lucrează la izolarea celorlalte, în ordine descrescîndă a intensității lor, controlîndu-se succesul realizat prin măsurători. Este cunoscut că izolarea cu materiale textile cu volum mare al porilor dă rezultate bune, sau cu vată de sticlă, iarba de mare etc. O soluție recomandabilă pentru izolarea fonică a ventilatoarelor este construirea canalului de aeraj cu pereți dubli, între care să se pună materiale izolante ca vată de sticlă sau iarbă de mare. Același lucru este valabil și pentru pereții sălii ventilatoarelor. De asemenea, pot fi izolate anumite elemente ale ventilatorului ca de exemplu difuzorul, dacă se constată că el este o sursă puternică de zgomot. În orice caz, zgomotul produs de ventilatoare trebuie să fie sub 90 de phoni.

## 2.8. STAȚIILE DE VENTILATOARE

### 2.8.1. POZIȚIA VENTILATOARELOR FAȚĂ DE PUȚUL DE AERAJ

Așa cum a fost arătat, pentru aerajul principal al minelor, în funcție de debit și presiune se pot alege ventilatoare axiale sau radiale.

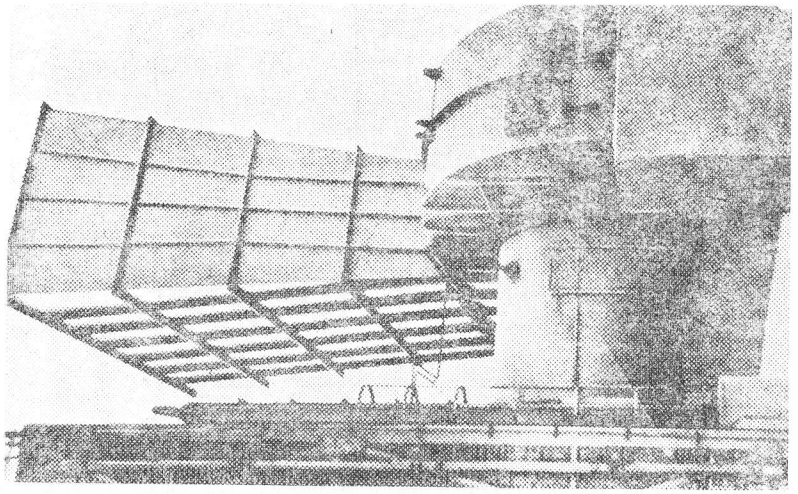
Ventilatoarele radiale sînt legate de puțul de aeraj, întotdeauna, prin intermediul unui canal de aeraj. În canalul de aeraj sensul de curgere a aerului este orizontal, iar în ventilator el se transformă în sens radial față de arborele ventilatorului respectiv radial. În fig. XXIII.91 se vede montat un ventilator radial și legătura lui cu canalul de aeraj. Acționarea ventilatorului este preconizat să se facă prin transmisie cu curea.

În fig. XXIII.92 se vede un ventilator radial și dispozitivul de inversare a curentului de aeraj, adică din aeraj aspirant să treacă în aeraj refulant, fără să se modifice nimic la rotorul ventilatorului. Acest lucru este uneori necesar mai ales dacă apare un incendiu subteran. Ambele ventilatoare radiale, din fig. XXIII.91 și XXIII.92, sînt cu aspirație unilaterală.

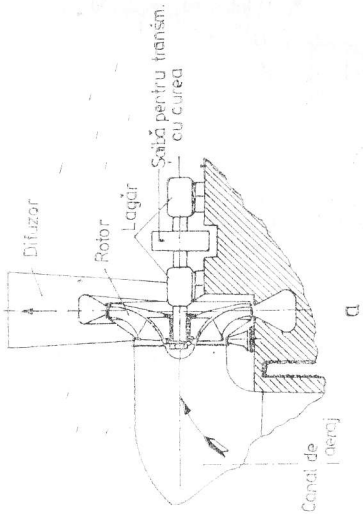
În fig. XXIII.93 se vede un ventilator radial cu aspirație bilaterală. Din canalul de aeraj, aerul intră în ventilator pe la ambele capete ale arborelui ventilatorului.

În fig. XXIII.94 se vede un ventilator axial legat de puțul de aeraj prin canal de aeraj, iar în ventilator sensul de curgere a aerului rămîne și în continuare axial. Arborele ventilatorului este montat orizontal.





b




a

Fig. XXIII.91. Legătura ventilatorului radial cu canalul de aeraj :
*a* — secțiune ; *b* — vedere de ansamblu.

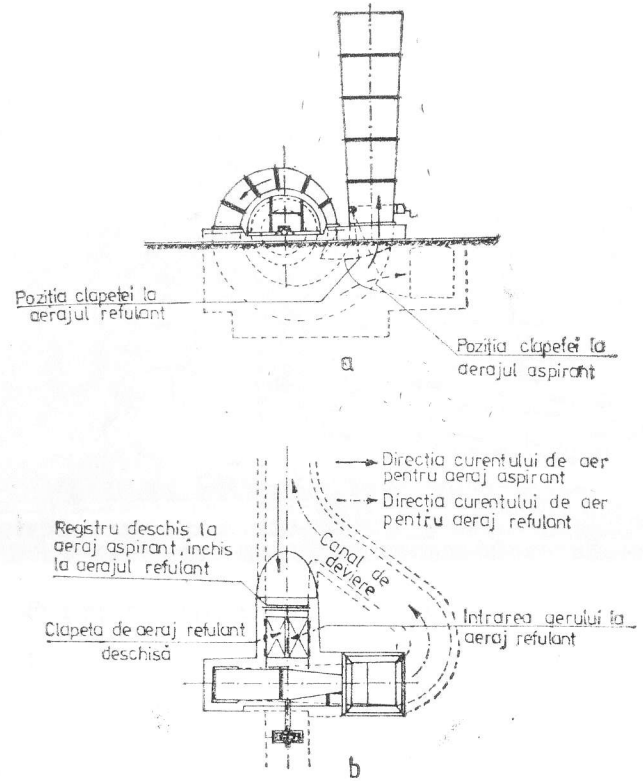



Fig. XXIII.92. Schița unui ventilator radial (*a*) și a dispozitivului de inversare a curentului de aeraj (*b*).

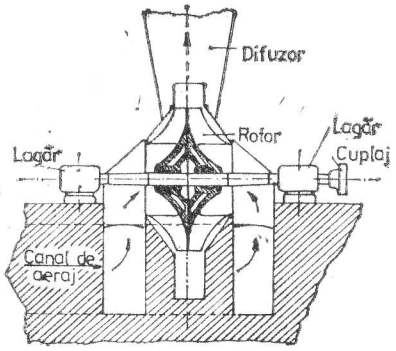



Fig. XXIII.93. Schița unui ventilator radial cu aspirație bilaterală.



Un alt mod de montare a ventilatorului axial față de canalul de aeraj se vede în fig. XXIII.95 unde arborele ventilatorului este vertical, iar al motorului orizontal. Acționarea se face prin intermediul unui angrenaj cu roți conice.

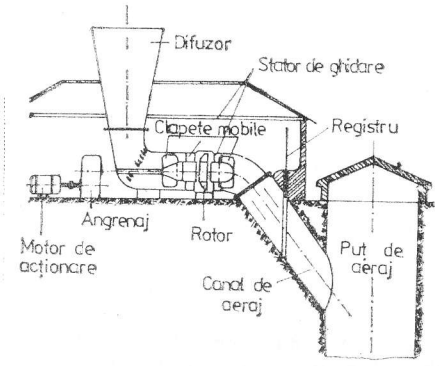



Fig. XXIII.94. Ventilator axial legat de puțul de aeraj prin canal de aeraj.

Ventilatoarele axiale pot fi montate direct deasupra puțului de aeraj, fără să mai fie nevoie de canal de aeraj, așa cum se vede în fig. XXIII.96. Arborii ventilatorului și ai motorului sînt montați vertical.

*Canalul de aeraj* face de obicei unghi drept cu puțul de aeraj, iar dacă pereții interiori ai canalului au asperități, coeficientul de corecție al rezistenței de aeraj este

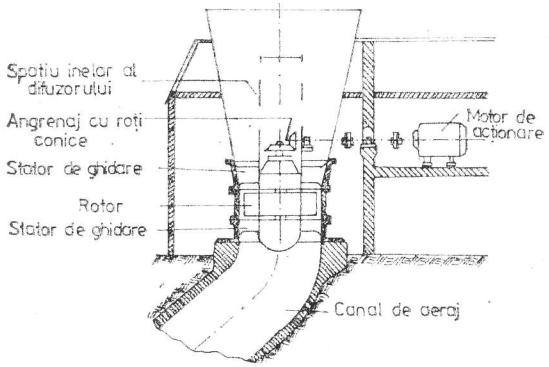



Fig. XXIII.95. Ventilator axial montat cu arborele său vertical și motorul de acționare orizontal.

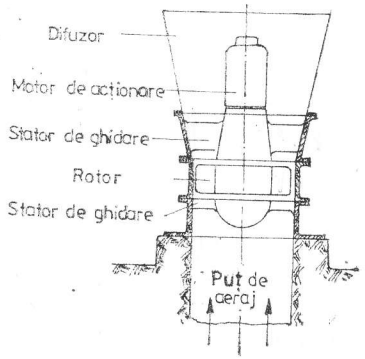



Fig. XXIII.96. Schița ventilatorului axial montat direct deasupra puțului de aeraj.

mare. Dacă se notează cu $R_{can}$ rezistența de aeraj a canalului, atunci:

$$R_{can\cdot loc\cdot} = \rho \frac{\xi}{S^2} = 0{,}0612 \cdot \frac{1{,}6}{S^2} = \frac{0{,}098}{S^2} \quad [k\mu] \tag{2.76}$$

$$\rho = \frac{\gamma}{g} = \frac{1{,}2}{9{,}81}$$

$S$ fiind secțiunea canalului de aeraj, m²; $\xi$ — coeficient de corecție; $\gamma$ — greutatea volumică a aerului; $g$ — accelerația gravitației.

Pentru a realiza o micșorare a lui $\xi$ de la valoarea de 1,6 ,este recomandabil ca secțiunea canalului de aeraj la pornirea din puț să fie aproximativ cît secțiunea puțului și să scadă în mod treptat pînă la diametrul $D$ al canalului, așa cum se vede în fig. XXIII.97.

Cînd raportul $l/D \approx 0{,}75$ atunci $\xi = 0{,}02$ dacă $l/D = 0{,}5$ atunci $\xi = 0{,}03$ unde $l$ este lungimea racordului.

Din cele spuse rezultă că valoarea lui $\xi$ poate fi redusă mult și odată cu ea și rezistența de aeraj a cotului de racordare. Bineînțeles că la rezistența locală a canalului $R_{can\cdot loc}$ trebuie adăugată și rezistența la frecare a aerului de pereții interiori ai canalului. Ca valori comparative se pot lua următoarele: rezistența unui canal bun cu secțiune mare este de obicei 0,5...2 murgues, iar un canal cu secțiune medie are rezistența între 5 și 10$\mu$ (murgues).

Pierderea de presiune în canalele cu secțiune mare și medie nu trebuie să depășească 5 pînă la 10 mm $H_2O$.

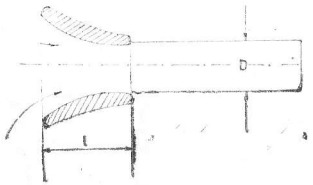



Fig. XXIII.97. Variația secțiunii canalului de aeraj.

### 2.8.2. ÎNCERCAREA VENTILATOARELOR DE MINĂ

Scopul principal al încercărilor în producție a ventilatoarelor este ridicarea caracteristicilor lor reale de exploatare, adică determinarea debitului, a presiunii (depresiunii), a puterii și a randamentului, pentru a putea realiza o reglare justă a acestor mașini și pentru a constata rezerva de debit și de presiune pe care o au sau, dacă este cazul, să fie legat cu ventilatorul respectiv un altul în serie sau în paralel.



Cînd ventilatorul este nou montat, este neapărată nevoie să se ridice cele trei curbe caracteristice ale ventilatorului: presiune funcție de debit, putere funcție de debit și randament funcție de debit, așa cum a fost arătat.

Înainte de ridicarea curbelor caracteristice se va măsura turația ventilatorului și se va determina greutatea volumică a aerului aspirat sau refulat de către ventilator, conform ecuației generale a gazelor, după ce s-a măsurat presiunea atmosferică, temperatura aerului și umiditatea.

Puterea ventilatorului ar fi recomandabil să se determine la axul ventilatorului, dar în cazul ventilatoarelor de mină acest lucru este foarte anevoios și de aceea se poate măsura mai comod puterea absorbită de la rețea cu ajutorul unei truse de măsurat. La noi cea mai frecvent folosită este trusa „Metra" și, cunoscînd din catalogul uzinei constructoare randamentul motorului, se poate determina aproximativ puterea de la axul ventilatorului, înmulțind puterea absorbită de la rețea cu randamentul motorului și al transmisiei, dacă acționarea se face prin intermediul unei transmisii.

Înainte de a trece la ridicarea curbelor caracteristice, trebuie să se întocmească un *plan detaliat al măsurătorilor* care se execută, numărul de puncte ale curbelor caracteristice pentru trasare care în acest caz vor fi 7 pînă la cel mult 9, ordinea în care se fac măsurătorile, pozițiile registrului de strangulare, cine le execută pe cele pentru debit, presiune, putere etc.

Datorită faptului că minele deservite de ventilatoare sînt periculoase în majoritatea lor din punct de vedere al gazului sau al prafului și de aceea cer un aeraj intens și continuu, nu trebuie ca măsurătorile să dureze prea mult, pentru ca debitele mici date de ventilatoare în timpul măsurătorilor să se extindă pe o perioadă cît mai scurtă posibil.

Cînd ventilatorul funcționează cu registrul complet deschis, dă debitul și presiunea (depresiune) normală care corespund punctului de funcționare pentru orificiul echivalent al minei din perioada respectivă de lucru.

Punctele suplimentare ale curbelor caracteristice care depășesc debitul normal se pot obține dacă se lasă registrul complet deschis și se dă ventilatorului aer suplimentar prin legarea lui direct cu atmosfera.

În cazul cînd ventilatorul este axial și reglarea lui se face prin schimbarea unghiului de poziție a paletelor, atunci încercarea se va face pentru diferite unghiuri de poziție ale acestora. Se vor lua curbele caracteristice pentru cel puțin trei unghiuri de poziție, de exemplu $\theta = 20°, 30°, 40°$.

Odată cu măsurarea debitului și a presiunii, simultan se face și măsurarea puterii, pentru a scurta timpul de încercare a ventilatorului.

## 2.9. DESCRIEREA INSTALAȚIILOR DE VENTILATOARE

Pentru funcționarea normală a unei instalații de ventilatoare trebuesc, în general, respectate următoarele cerințe:

a) Stațiile principale de ventilatoare să fie dotate cu 2 ventilatoare dintre care unul de rezervă.

b) Alimentarea cu energie a motoarelor electrice să se facă prin două cabluri independente, sau ventilatorul de rezervă să fie acționat cu motor cu combustie internă. Dacă motoarele de acționare sînt electrice, atunci este interzisă legarea altor consumatori la cablurile lor de alimentare.

c) Clădirea instalației de ventilatoare trebuie să aibă o instalație de iluminat de rezervă, să fie rezistentă la foc și să aibă o legătură telefonică obligatorie cu mina și cu stația de alimentare cu energie electrică.

d) În stația de ventilatoare trebuie să fie afișate schema instalației de aeraj, cu indicarea procedeului și a instrucțiunilor de inversare a sensului de aeraj, precum și un extras din planul de lichidare a avariilor din mine ; de asemenea, se vor găsi instrucțiuni referitoare la regimul de funcționare a ventilatorului în caz de avarii.

e) Oprirea ventilatorului sau a regimului său de funcționare se va face numai cu aprobarea inginerului șef al minei sau a inginerului responsabil cu aerajul.

f) Nu este admisă deconectarea motorului de acționare a ventilatorului, chiar dacă funcționează în suprasarcină. Dacă este necesară oprirea imediată a motorului se va anunța conducerea minei.

g) În cazul opririi forțate a ventilatorului și dacă nu este ventilator de rezervă, se vor deschide imediat ușile camerelor ecluze pentru a putea intra în funcție tirajul natural.

h) Instalația de ventilatoare trebuie revizuită zilnic de mecanicul de deservire a instalației, de mecanicul minei, o dată la 10 zile. O dată pe lună se va verifica dispozitivul de inversare a aerajului, verificarea făcîndu-se de personalul indicat de conducerea exploatării miniere.

i) Rezultatele controlului făcut se vor trece într-un *registru special de evidență a funcționării instalației de ventilatoare.*

**Pornirea și oprirea ventilatoarelor.** Înainte de pornire este necesar să se verifice centrarea arborilor electromotorului și ventilatorului, siguranța îmbinărilor cu buloane și a părților în rotație, precum și lagărele și cuplajele. Este necesar, de asemenea, să se verifice utilajul electric și dacă cantitatea de ulei din lagărele motorului și ale ventilatorului este suficientă.

*Tabelul*

**Registru de evidență a**

| Data zilei | Schimbul de lucru | Ventilator nr. | Situația funcționării | | | Cauzele opririi | Indicațiile dispozitivului | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | Pornit ora | Oprit ora | Total ore de funcționare | | Depresiunea [mm $H_2O$] | Debitul [$m^3/s$] | Tensiunea [V] | Intensitatea curentului [A] |



Ventilatorul axial este bine să fie pornit cu registrul din conducta de aspirare pe jumătate închis, cînd ventilatorul dă aproximativ jumătate din debitul normal și consumă o putere relativ mică. El poate fi pornit și cu registrul complet deschis.

Ventilatorul radial se pornește cu registrul închis, deoarece în acest caz puterea consumată reprezintă 30—40 % din puterea consumată în regim normal de funcționare.

Dacă se constată că în timpul funcționării arborele de transmisie are o vibrație exagerată, iar lagărele au temperatură ridicată (peste 60°C), înseamnă că arborele nu este bine echilibrat sau centrat, adică poate să fie un defect de orizontalitate între axele arborilor electromotorului și ventilatorului.

Orice defect care se constată la instalația de ventilatoare în timpul funcționării duce la oprirea ventilatorului și luarea măsurilor de remediere, punîndu-se în funcție în acest timp ventilatorul de rezervă.

**Deservirea instalației de ventilatoare.** Pentru ca instalația de ventilatoare a unei mine să funcționeze sigur și fără întreruperi pe o perioadă de timp mai îndelungată este necesar să fie luate următoarele măsuri :

— controlul sever al ungerii și să nu se admită încălzirea lagărelor peste temperatura normală (60°C) ;

— se vor verifica zilnic și se vor strînge toate îmbinările cu buloane ale elementelor în mișcare din stația de ventilatoare ;

— secțiunea conductei de aspirare a ventilatorului va trebui să fie totdeauna liberă, adică neobturată, fapt pentru care în apropierea ei nu se vor depozita obiecte străine ;

— se va verifica starea dispozitivului de inversare a sensului de aeraj, pentru ca această inversare să se poată face în oricare moment, în termen de 10 minute ;

— să se vopsească la interval de cca 4 luni toate suprafețele ventilatorului supuse coroziunii ;

— să se verifice la un interval de cel puțin 5 zile regimul de funcționare a ventilatorului (punctul de funcționare) și să se compare cu graficul de reglare a ventilatorului ;

— să se introducă un *registru special de evidență zilnică a stării instalației de ventilatoare.* Registrul va fi verificat săptămînal de șeful aerajului și de mecanicul șef al minei.

Se recomandă ca registrul să aibă rubricile cuprinse în tabelul XXIII.16.

*XXIII.16*

**funcționării ventilatorului**

| de măsurare | | | | Rezultatele controlului făcut la ventilator (Starea ventilatorului) | Semnătura mecanicului de serviciu | Semnătura mecanicului care preia schimbul | Semnătura persoanei de control | Obs. |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Temp. la lagărele ventilat. [°C] | Temp. la lagărele motorului [°C] | Presiunea uleiului la lagărele vent. [bar] | Pres. ulei la lag. motorului [bar] | | | | | |

— garniturile presetupei sînt incorect strînse;
— tipul de garnitură a presetupei nu este potrivit pentru condițiile de exploatare a ventilatorului;
— arborele ventilatorului este descentrat din cauza unei uzuri neuniforme a lagărelor sau din cauza unui defect de orizontalitate;
— rotorul este defectuos echilibrat, provocînd vibrații;
— presetupele sînt prea strînse;
— joc excesiv al presetupei;
— corpuri abrazive pătrund în lagăre și le uzează.

6) *Ventilatorul vibrează sau face zgomot mare*:
— debitul cerut ventilatorului este prea mic;
— corpuri străine se găsesc pe căile de aeraj, obturînd secțiunea acestora;
— defect de orizontalitate a cuplajului;
— fundația nu este suficient de rigidă;
— arborele ventilatorului este deformat;
— frecare accidentală a unui element mobil al ventilatorului de unul fix;
— lagărele sînt prea uzate și trebuiesc scoase din funcțiune;
— căile de aeraj sînt deteriorate, în special obturate;
— arborele ventilatorului este descentrat din cauza unei uzuri neuniforme a lagărelor, sau din cauza unui defect de orizontalitate;
— rotorul ventilatorului este defectuos echilibrat și provoacă vibrații.
— exces de ulei sau de unsoare în lagăre sau absența răcirii, provocînd încălzirea lor;
— lipsa ungerii;
— montare defectuoasă a lagărelor;
— intră praf abraziv în lagăre;
— oxidarea lagărelor.

7) *Uzură exagerată a lagărelor*:
— defect de orizontalitate a cuplajului;
— arborele ventilatorului este deformat;
— frecarea accidentală a unui element mobil al ventilatorului de unul fix;
— arborele ventilatorului este descentrat datorită unei uzuri neuniforme a lagărelor sau a unui defect de orizontalitate;
— rotorul este defectuos echilibrat și provoacă vibrații;
— împingere axială excesivă provocată de un incident mecanic care a scos din funcție dispozitivul de echilibrare a ei;
— exces de ulei sau de unsoare în lagăre sau absența răcirii, ceea ce provoacă o încălzire a lagărelor;
— absența ungerii;
— în lagăre intră praf abraziv;
— oxidare în lagăre.

8) *Încălzirea exagerată a ventilatorului*:
— debitul cerut ventilatorului este prea mic;
— legarea în paralel a ventilatoarelor nu este convenabilă în condițiile de funcționare impuse de mină;
— defect de orizontalitate a cuplajului;
— frecare accidentală a unui element mobil al ventilatorului de unul fix;
— lagărele au o uzură avansată și trebuiesc scoase din funcție;
— arborele ventilatorului este descentrat datorită unei uzuri neuniforme a lagărelor sau datorită unui defect de orizontalitate;



— rotorul ventilatorului este defectuos echilibrat, provocînd vibrații;
— împingerea axială excesivă, provocată de un incident mecanic care a scos din funcție dispozitivul de echilibrare.

## 2.11. VENTILATOARE PENTRU AERAJUL SECUNDAR

Pentru intensificarea aerajului în anumite sectoare ale minei, a unor părți din sectoare sau în unele galerii intrate în presiune a căror secțiune s-a micșorat, se folosesc, de cele mai multe ori, ventilatoare de mărime medie pînă la 1500 m³/min. Se înțelege că în astfel de situații aerajul principal al minei nu este suficient și se apelează la un ventilator auxiliar, de aceea acest aeraj, pe lîngă denumirea de *secundar*, se mai numește și *auxiliar*.

Pentru fronturile de lucru care sînt în fund de sac se folosesc, de asemenea, ventilatoare auxiliare, însă acestea în mod obișnuit sînt ventilatoare tubulare axiale, în timp ce ventilatoarele pentru intensificarea aerajului pe o zonă mai mare, de exemplu sector de mină, sînt ventilatoare radiale cu palete, de obicei, curbate înainte, dar mai nou se folosesc și ventilatoare axiale (fig. XXIII. 98).

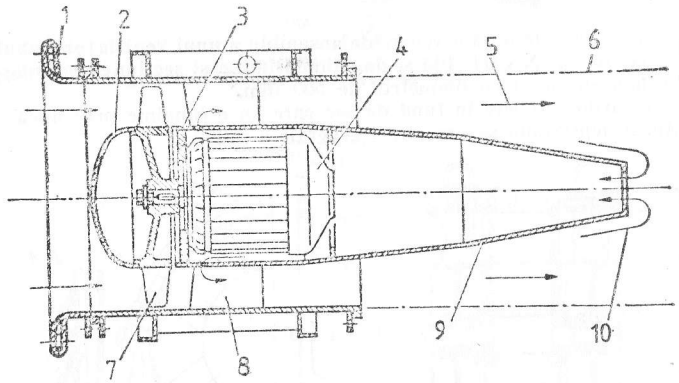



Fig. XXIII.98. Ventilator axial pentru aerajul secundar al unui sector sau a unei zone dintr-o mină:

*1* — ajutaj de aspirare; *2* — calotă de dirijare a curentului de aer; *3* — butucul paletelor de ghidare a aerului; *4* — motor; *5* — curentul principal de aer; *6* — burlan de aeraj; *7* — rotor; *8* — palete de ghidare a curentului; *9* — con de scurgere; *10* — aer pentru răcirea motorului.

Ventilatoarele pentru aerajul secundar nu se deosebesc principial de ventilatoarele pentru aerajul principal. Cele axiale tubulare prezintă cîteva deosebiri față de ventilatoarele axiale pentru aerajul principal și acestea sînt:
— gabarit mai mic și, de obicei, nu au difuzor;
— curentul de aer este antrenat printr-un tub de aeraj a cărui lungime este echivalentă cu lungimea lucrării miniere în fund de sac;

— pot fi acționate și cu energie pneumatică. În acest caz turbina de aer comprimat este acționată prin intermediul a două ajutaje (duze) de diametre diferite, pentru a putea realiza 3 regimuri de lucru (turații): prin alimentarea cu două ajutaje, cu un ajutaj cu diametru mare și prin ajutajul cu diametru mic.

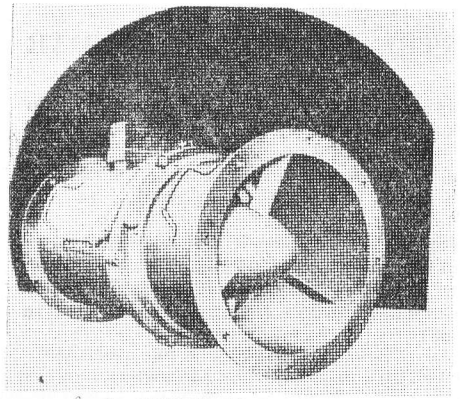
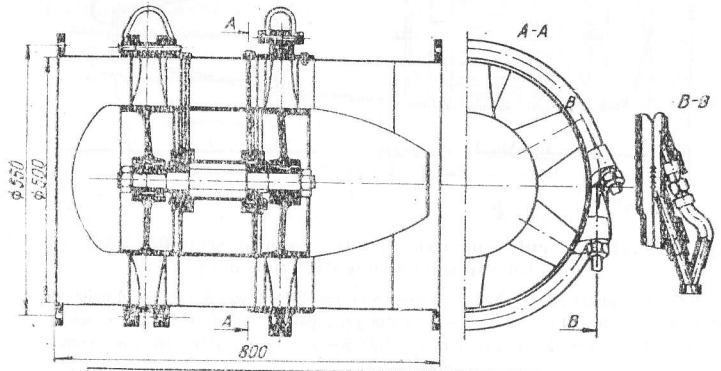


Fig. XXIII.99. Ventilator tubular pneumatic de construcție românească.

În fig. XXIII. 99 este dată o vedere de ansamblu a unui ventilator tubular pneumatic românesc, iar în fig. XXIII. 100 se dau dimensiunile și secțiunea aceluiași ventilamor pentru burlane de aeraj cu diametrul de 500 mm.

Aerajul lucrărilor miniere în fund de sac care au o lungime mai mică se poate face și cu ajutorul depresiunii sau presiunii generale a minei.




| | A | B | D | D1 | d |
|---|---|---|---|---|---|
| VP-300 | 445 | ϕ368 | ϕ300 | ϕ350 | 12 |
| VP-400 | 520 | ϕ506 | ϕ400 | ϕ460 | 12 |
| VP-500 | 800 | ϕ590 | ϕ500 | ϕ550 | 12 |

Fig. XXIII.100. Dimensiunile ventilatorului tubular pneumatic cu diametrul de 500 mm, de construcție românească.



## 2.11.1. CALCULUL PUTERII DE ACȚIONARE A VENTILATOARELOR PENTRU AERAJUL SECUNDAR

Dacă ventilatoarele pentru aerajul secundar sînt acționate electric, puterea de acționare se calculează ca la ventilatoarele pentru aerajul principal.

Dacă ventilatoarele sînt acționate pneumatic, puterea de acționare, $P_a$, dată de aerul comprimat are valoarea:

$$P_a = 0{,}0627\, p_1 V_1 \lg \frac{p_1}{p_2} \quad [\text{kW}] \tag{2.77}$$

unde: $p_1$ este presiunea aerului la intrarea în turbina de acționare a ventilatorului, bar (presiunea absolută); $p_2$ — presiunea aerului la ieșirea din turbina de acționare a ventilatorului (de obicei $p_2 = 1 \ldots 1{,}1$ bar); $V_1$ — consumul de aer în $m^3/h$ raportat la presiunea $p_1$ care, în general, este de 5 bar (presiune absolută).

Puterea dată de aerul comprimat, $P_a$, trebuie să fie mai mare ca puterea efectivă $P_{ef}$ de acționare a ventilatorului, iar randamentul izotermic, notat cu $\eta_{iz}$, are valoarea:

$$\eta_{iz} = \frac{P_{ef}}{P_a}$$

Randamentul $\eta_{iz}$ este cuprins între 0,12 și 0,20.

$$P_{ef} = \frac{Qh}{102\,\eta_t} \quad [\text{kW}]$$

unde $\eta_t$ este randamentul total al ventilatorului; $Q$ — debitul ventilatorului, $m^3/s$; $h$ — presiunea, mm $H_2O$.

## 2.11.2. EXPLOATAREA ȘI ÎNTREȚINEREA VENTILATOARELOR TUBULARE ȘI MĂSURI DE PROTECȚIA MUNCII

Deoarece ventilatoarele pentru aeraj secundar lucrează în mină în condiții mai grele decît ventilatoarele de la stațiile principale de aeraj de la suprafață, se va prezenta exploatarea și întreținerea acestora.

**Exploatarea și întreținerea ventilatoarelor electrice.** Pentru funcționarea normală a ventilatorului, temperatura aerului vehiculat trebuie să fie de maximum 40°C, iar umiditatea relativă a aerului maximum 97%.

Legăturile motorului la rețeaua electrică trebuie realizate în așa fel încît sensul de rotație al motorului să fie cel indicat prin săgeata de pe carcasa ventilatorului.

Un fir al cablului de racordare trebuie legat la conducta de punere la pămînt și la șurubul de punere la pămînt din cutia de borne. Motorul trebuie pus la pămînt și prin șurubul de punere la pămînt de pe carcasa ventilatorului.

La montarea ventilatorului la tubul (burlanul) de aeraj, trebuie să se aibă în vedere direcția curentului de aer indicată prin săgeata de pe carcasa ventilatorului.

Montarea la tubul de aeraj trebuie să se realizeze etanș. De asemenea, tuburile (burlanele) trebuie să se monteze etanș între ele, folosind garnituri de pîslă îmbibată cu ulei sau alt fel de garnituri, pentru a evita pierderile de debit.

În timpul funcționării se verifică, la început zilnic, apoi periodic — cel puțin săptămînal — încălzirea lagărelor, zgomotul, încălzirea motorului.

Lunar se verifică șuruburile, acordînd o atenție deosebită îmbinării capacelor de la motor.

O dată la șase luni se verifică rezistența de izolație față de pămînt și se schimbă și unsoarea din lagăre, după demontarea și spălarea lor cu benzină. Caseta rulmentului se umple pînă la 1/3 din volumul ei cu unsoare proaspătă (unsoare RUL 145). Tot atunci se verifică și garniturile de etanșare și se curăță și revizuiesc toate elementele ventilatorului.

Înainte de a începe demontarea, se întrerupe circuitul de alimentare și se desface legătura de racordare a motorului de la rețea. Motorul se demontează prin desfacerea șuruburilor ce fixează capacele, scoaterea acestor capace, desfacerea șuruburilor ce fixează scuturile de carcasă și scoaterea scuturilor cu ajutorul unui dispozitiv de depresare.

**Exploatarea și întreținerea ventilatoarelor pneumatice.** Pentru funcționarea corectă a ventilatorului trebuie ca orice sursă de perturbare a curentului de aer (de exemplu coturile) să se afle la o distanță de minimum 10 *D* (*D* fiind diametrul tubului de aeraj).

Eventuala trecere la secțiuni diferite de-a lungul tubului de aeraj se realizează prin intercalarea unei porțiuni tronconice între tronsoanele de secțiuni diferite, avînd unghiul de divergență, respectiv convergență, de maximum 10°.

Etanșarea tubului de aeraj trebuie să fie cît mai perfectă, pentru a elimina pierderile de debit.

În ceea ce privește întreținerea, se recomandă completarea săptămînală a unsorii din carcasele rulmenților cu unsoare RUL 100 .

Cel puțin o dată la 6 luni, ventilatorul se demontează pentru a se curăța și revizui elementele sale. Tot atunci se schimbă complet unsoarea, după spălarea rulmenților. La demontare se ține seama de faptul că în interior ventilatorul are elemente cu detalii fine și precise (șicane, muchii ale paletelor turbinei și ale ventilatorului etc) pentru care se cere o manipulare deosebit de atentă,

Reparațiile curente, medii și capitale se vor efectua în conformitate cu instrucțiunile în vigoare, avîndu-se în vedere, în plus, următoarele :

— nu se recomandă înlocuirea pieselor executate din aliaje de aluminiu mase plastice decît cu piese de schimb livrate de uzina constructoare ;

— se admite recondiționarea prin sudură a rotoarelor cu palete rupte sau uzate dar numai de personal specializat în sudura aluminiului ;

— orice recondiționare a rotoarelor (inclusiv înlocuirea paletelor turbinei) va fi urmată obligatoriu de o echilibrare statică.

Defecțiunile posibile cele mai frecvente în funcționarea ventilatoarelor, cauzele lor și măsurile de remediere rezultă din tabelul XXIII. 17.

Trebuie ținut seamă că la ventilatoarele pneumatic emici, randamentul izotermic $\eta_{iz}$ coboară pînă la 0,07.

**Măsuri de protecție a muncii.** Dacă ventilatorul lucrează la extremitatea tubului de aeraj, se va monta un grilaj de protecție din plasă de sîrmă la partea lui frontală liberă.

— Se va interzice cu desăvîrșire menținerea în funcțiune a ventilatorului la o presiune a aerului comprimat mai mare de 5 daN/cm².

— Locul de montare a ventilatorului se va stabili astfel ca nivelul zgomotului produs de ventilator, în condiții normale de funcționare (95 foni la 1 m, respectiv



*Tabelul XXIII.17*

**Defecțiunile ventilatoarelor pneumatice, cauzele și măsurile de remediere**

| Defecțiuni | Cauze | Măsuri de remediere |
|---|---|---|
| 1. Frecarea sau griparea rotoarelor de pereții frontali ai carcaselor | — Fixare axială necorespunzătoare a rotoarelor | — Strîngerea și asigurarea șuruburilor de fixare pe arbore |
| 2. Funcționarea cu zgomot anormal | — Turație prea mare datorită presiunii ridicate a aerului comprimat | — Reglarea presiunii la valoarea maximă de 5 bar |
| | — Dezechilibrarea rotoarelor sau deformarea arborelui | — Verificarea și echilibrarea arborelui și a celor două rotoare sau înlocuirea lor |
| 3. Blocarea rotoarelor sau rotirea foarte grea | — Griparea rulmenților sau lipsa unsorii | — Demontarea și gresarea sau înlocuirea rulmenților |

85 foni la 5 m), să nu depășească pe cel admis la locurile de muncă prin normele republicane de protecție a muncii, evitîndu-se prin aceasta pericolul de explozie și insuficiența aerajului, provocate de oprirea intenționată a ventilatorului din cauza zgomotului produs.

## 2.11.3. VENTILATOARE TUBULARE AXIALE CONSTRUITE ÎN ȚARĂ

**Ventilatoare acționate pneumatic.** La ventilatoarele tubulare pneumatice, paletele rotorului sînt legate de o coroană (obadă) în care se găsește turbina de aer a ventilatorului. Cînd această turbină este pusă în funcție cu ajutorul aerului comprimat, odată cu ea se rotește și rotorul ventilatorului. În țara noastră, ca mărime, există trei tipuri de astfel de ventilatoare : de 300, 400 și 500 mm. Ventilatorul de 500 mm se vede în fig. XXIII. 100 și este cu două trepte (rotoare). Celelalte două tipuri sînt cu cîte o treaptă.

Caracteristicile tehnice ale acestor ventilatoare sînt cuprinse în tabelul XXIII. 18.

*Tabelul XXIII.18*

**Caracteristicile tehnice ale ventilatoarelor tubulare pneumatice VP-300, VP-400 și VP-500**

| Denumirea caracteristicii | Unitatea de măsură | VP-300 | VP-400 | VP-500 |
|---|---|---|---|---|
| Debit | $m^3/min$ | 60 | 120 | 200 |
| Diferența de presiune creată | $mmH_2O$ | 110 | 100 | 140 |
| Consumul de aer | $m^3N$ | 2,27 sau 2,1 | 3,2 sau 2,9 | 8,68 |
| Presiunea aerului comprimat | $daN/cm^2$ | 4 sau 6 | 4 sau 6 | 4 |
| Masa netă | kg | 24 | 33 | 125 |

Ventilatorul VP—400 are lungimea de 520 mm și lățimea maximă (diametrul între extremitățile flanșelor) 506 mm.

În fig. XXIII. 101 sînt reprezentate curbele caracteristice ale presiunii în funcție de debit pentru ventilatoarele VP—300, VP—400 și VP—500.

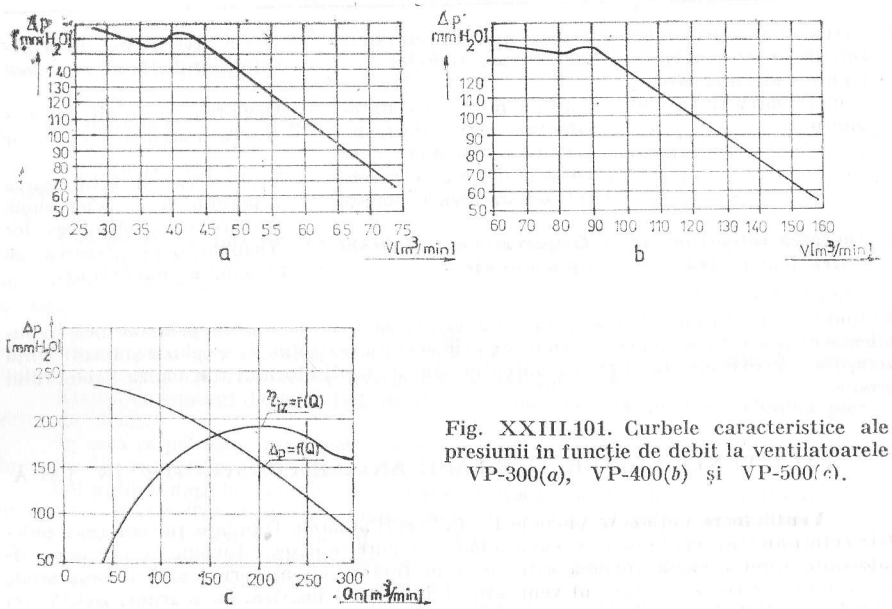



Fig. XXIII.101. Curbele caracteristice ale presiunii în funcție de debit la ventilatoarele VP-300(*a*), VP-400(*b*) și VP-500(*c*).

**Ventilatoare electropneumatice.** Ventilatorul electropneumatic este, în mod obișnuit, acționat de către un electromotor.

Rotorul ventilatorului este montat pe axul motorului. La întreruperea alimentării cu energie electrică, ventilul electromagnetic antigrizutuos care era închis, se deschide și astfel aerul comprimat va alimenta turbina ventilatorului care-l va pune în funcțiune.

Trecerea din nou la acționare electrică se poate face numai prin contactul de acționare a motorului electric.

În fig. XXIII. 102 se vede un ventilator electropneumatic conistruit în țara noastră, iar în fig. XXIII. 103 se văd curbele caracteristice ale presiunii și randamentului în funcție de debit ale acestuia. Indicele *P* este pentru acționare pneumatică și *E* pentru acționare electrică. Randamentul $\eta_{tE}$ reprezintă randamentul izotermic pentru acționarea pneumatică. Curbele sînt date pentru presiunea de 4 daN/cm² (4 atm).

Caracteristicile tehnice ale ventilatorului electropneumatic se văd în tabelul XXIII. 19.



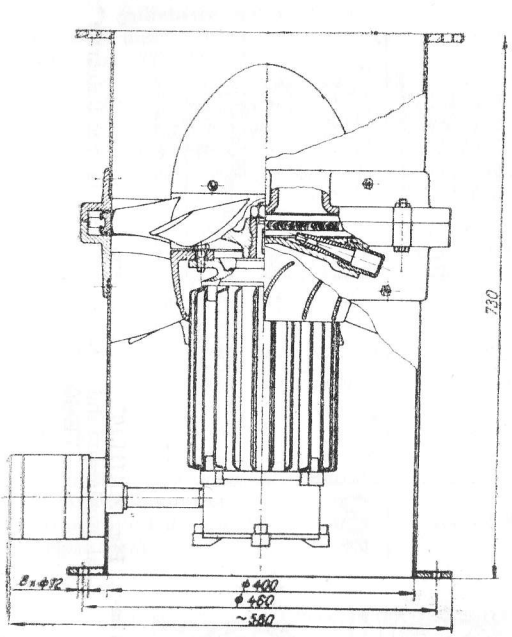



Fig. XXIII.102. Ventilator electropneumatic VEP-400 de construcție românească.

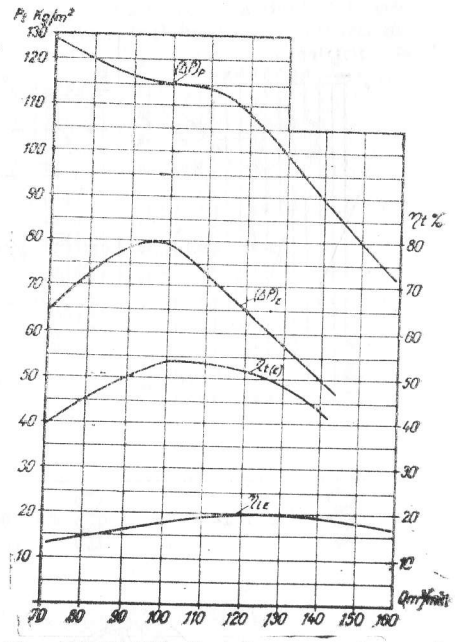



Fig. XXIII.103. Curbele caracteristice ale ventilatorului VEP-400 de construcție românească.

*Tabelul XIII.19*

**Caracteristicile tehnice ale ventilatorului electropneumatic VEP-400**

| Caracteristici tehnice | Valoarea caracteristicii | Date constructive |
|---|---|---|
| | *Funcționare pneumatică* | |
| Debit, $m^3$/min | 100 | Diametrul interioral |
| Presiune, mm $H_2O$ | 80 | carcasei 400 mm |
| Turație, rot/min | 2880 | |
| | *Funcționare electrică* | |
| Debit, $m^3$/min | 120 | Masa netă 95 kg |
| Presiune, mm $H_2O$ | 100 | Dimensiuni de gabarit |
| Turație, rot/min | 3200 | 400×506×730 |
| Consum de aer la presiune de 4 daN/cm² raportate la prsiunea atmosferică, $m^3N/m^3$ | 3,8 | |
| Putere de acționare, kW | 2,2 | |

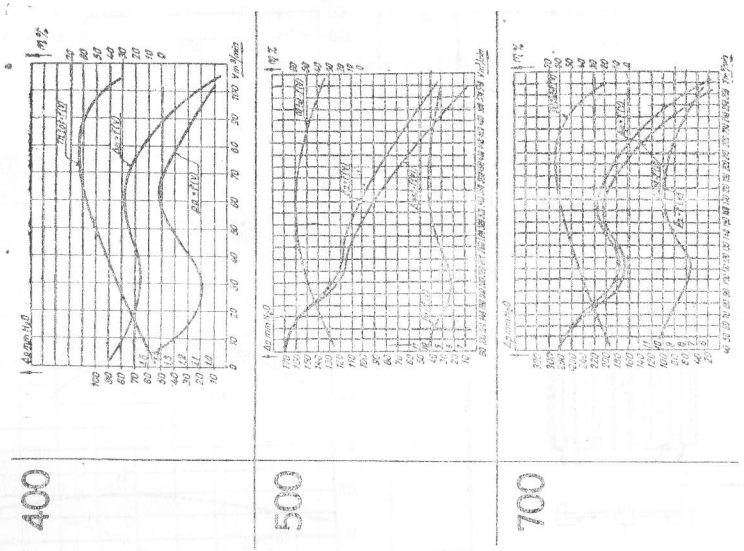



Fig. XXIII.105. Curbele caracteristice ale presiunii și randamentului funcție de debit la ventilatoarele VE-400, VE-500, VE-700.

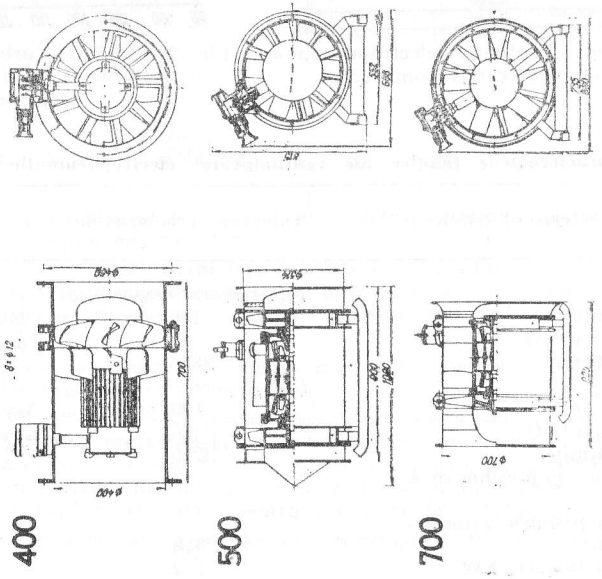



Fig. XXIII.104. Dimensiunile de gabarit ale ventilatoarelor VE-400, VE-500, VE-700.



**Ventilatoare acționate electric.** Ventilatoarele tubulare axiale acționate electric se construiesc pentru trei dimensiuni: VE—400 are diametrul interior al carcasei de 400 mm, VE—500 de 500 mm și VE—700 de 700 mm. Dimensiunile de gabarit ale acestora se văd în fig. XXIII. 104, iar curbele caracteristice ale presiunii și randamentului funcție de debit în fig. XXIII.105. La ventilatoarele VE—500 și VE—700 curbele caracteristice ale presiunii sînt date pentru presiunea statică $\Delta p_{st} = f(V)$ și pentru presiunea totală $\Delta p = f(V)$.

În tabelul XXIII. 20 se dau caracteristicile tehnice ale acestor ventilatoare.

*Tabelul XIII.20*

**Caracteristicile tehnice ale ventilatoarelor VE-400, VE-500 și VE-700**

| Denumirea caracteristicilor | Unitatea de măsură | VF-400 | VF-500 | VF-700 |
|---|---|---|---|---|
| Debitul ventilat. | $m^3$/min | 80 | 220 | 400 |
| Presiunea | mm $H_2O$ | 65 | 140 | 80 |
| Puterea motorului | kW | 1,5 | 11 | 11 |
| Turația motorului | rot/min | 3000 | 3000 | 3000 |
| Numărul de rotoare | unități | 1 | 2 | 1 |
| Diametrul interior | mm | 400 | 500 | 7000 |
| Dimensiuni de gabarit | mm | 700×506×580 | 1000×670×815 | 925×860×1000 |
| Masa netă | kg | 101 | 280 | 350 |

## 2.11.4. VENTILATOARE TUBULARE AXIALE CONSTRUITE ÎN STĂINĂTATE

În fig. XXIII.106 se vede un ventilator tubular axial acționat electric, construit de firma Korfmann G.m.b.H cu diametrul interior de 900 mm, avînd amortizor de zgomot. În fig. XXIII. 107 se vede montarea calupilor de material plastic pentru amortizarea zgomotului.

Firma Hölter G.m.b.H în colaborare cu DLK Luft und Klimatechnik G.m.b.H a construit un ventilator multifuncțional sistem Leithner care are două motoare, fiecare de cîte 35 kW și două rotoare, așa cum se vede în fig. XXIII. 108.

Debitul dat de ventilator este de 400 $m^3$/min, iar presiunea creată de 780 mm $H_2O$. Diametrul interior al carcasei este 700 mm.

Paletele ventilatorului sînt montate pe axele celor două motoare antigrizutoase care se învîrt în sens contrar. Motoarele sînt fixate pe plăci metalice. Carcasa ventilatorului este prevăzută cu eclise de atîrnare care se văd în figură. Turația motoarelor este de 2940 rot/min la frecvență de 50 Hz.

## 2.11.5. BURLANE (TUBURI) DE AERAJ

Burlanele de aeraj se confecționează, în general, din tablă zincată cu diametre de 400, 500, 600, 700 și 900 mm. La lungimi mari de galerii sau tunele, diametrul poate fi și mai mare. Lungimea unui burlan este de 2 m. Burlanele se leagă între ele prin inter-

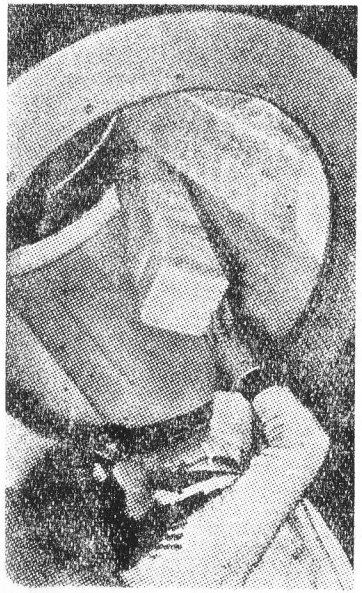


Fig. XXIII.107. Montarea calupurilor de material plastic pentru amortizarea zgomotului.

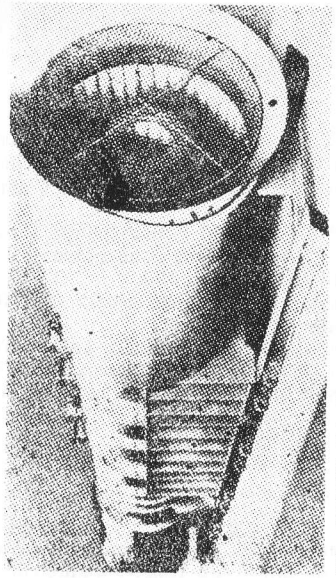


Fig. XXIII.106. Ventilator tubular axial tip Korfmann cu amortizor de zgomot.

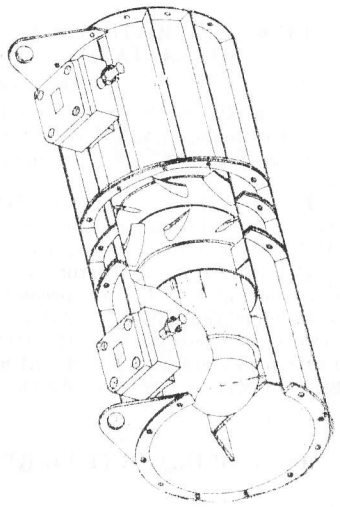


Fig. XXIII.108. Ventilator tubular axial multifuncțional sistem Leilhner, echipat cu două motoare și două rotoare.



mediul flanșelor între care se pune o garnitură pentru etanșare. Flanșele sînt prinse între ele cu 8 buloane de 12 mm diametru.

În ultimul timp s-au introdus burlane flexibile din material plastic, care se livrează în casete, cu lungimi de 100 m sau chiar mai mult. Acestea sînt ușoare, avînd 300...500 g/m$^2$.

Burlanele flexibile pot fi livrate cu țesătură circulară fără nici-o sudură, ca și furtunurile de cauciuc, fapt care le face rezistente și la temperaturi mari.

Timpul de montare este mult mai scurt pentru aceste lungimi mari, numărul bridelor de legătură scade și, de asemenea, scad și pierderile de debit datorită neetanșeităților.

Burlanele din material plastic sînt antistatice și își păstrează ani de-a rîndul elasticitatea.

S-au construit, de asemenea, înmagazinatoare automate de burlane flexibile prevăzute cu dispozitiv de cuplare automată a tronsoanelor. Procesul automat de înmagazinare și cuplare se face cu ajutorul unui dispozitiv pneumatic de strîngere ca și de tensionare și frînare. Acest dispozitiv se pune pe o platformă de dimensiuni reduse sau pe o sanie.

Odată cu burlanele flexibile se livrează bride de legătură pentru ele, șine speciale de ghidare și agățare sau cabluri cu manta din material plastic, de asemenea, pentru ghidarea și atîrnarea burlanelor de aeraj de ele.

Pentru a putea inversa ușor sensul de aeraj, la ventilatoarele tubulare axiale există confecționat la burlanele din tablă zincată un pivot de întoarcere a ventilatorului, așa cum se vede în fig. XXIII. 109.

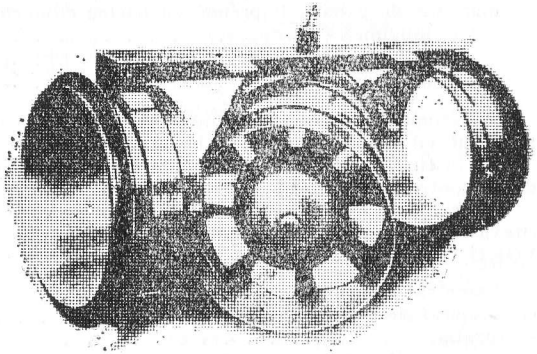


Fig. XXIII.109. Pivot de întoarcere a ventilatoarelor tubulare axiale pentru schimbarea sensului de aeraj.

## 2.12. EXEMPLE DE VENTILATOARE PENTRU INSTALAȚIILE PRINCIPALE DE AERAJ A MINELOR

Pentru aerajul principal al minelor se preferă astăzi ventilatoarele axiale, deoarece în ultimul timp construcția lor a fost îmbunătățită și un ventilator axial cu două trepte poate crea o presiune de 7000—8000 N/m$^2$. Presiuni mai mari nu sînt necesare în mină, decît doar în mod cu totul excepțional.

Mai jos sînt prezentate caracteristicile tehnice ale ventilatorului VOD-30 de construcție sovietică, instalat la E. M. Herja (Baia-Mare) pentru aerisirea părții de nord a minei.

*Caracteristici tehnice*

— diametrul roții de lucru . . . . . .3000 mm
— turația . . . . . .500 rot/min
— viteza periferică la vîrful paletelor . . . . . .78,5 m/s
— debitul . . . . . .50—223 m³/s
— presiunea . . . . . .800—2900 N/m²
— puterea consumată . . . . . .115—700 kW
— puterea electromotorului de acționare . . . . . .1000 kW
— randamentul static al instalației de ventilație . . . . . .0,6—0,8
— randamentul integral (maxim) al instalației de ventilație . . .0,82
— parametrii regimului optim:
  — debitul . . . . . .121 m³/s
  — presiunea . . . . . .2 400 N/m²
— reglarea debitului — prin rotirea fiecărei palete a rotorului la ventilatorul oprit și rotirea concomitentă a paletelor aparatului de ghidare, atît pe ventilatorul oprit, cît și pe cel în funcțiune;
— inversarea curentului de aer: — prin schimbarea sensului de rotație a electromotorului de acționare, cu schimbarea concomitentă a unghiului de montare a paletelor aparatelor de ghidare și redresare;
— masa ventilatorului (fără electromotor) . . . . . .32,3 t
— momentul de inerție al părților care se rotesc . . . . . .12,8 t/m²
— mărimile de gabarit împreună cu partea cilindrică a difuzorului și electromotorului:
  — lungimea . . . . . .20 600 mm
  — lățimea . . . . . .4 300 mm
  — înălțimea . . . . . .4 300 mm

Urmărirea și comanda funcționării ventilatorului se face de la un tablou central prevăzut cu debitmetru, depresiometru, claxon de alarmă etc.

În fig. XXIII. 110 sînt redate curbele caracteristice ale presiunii în funcție de debit pentru ventilatorul VOD—30 din 5 în 5 grade între 15° și 45°.

Din seria de ventilatoare VOKD, tot de construcția sovietică, sînt, de asemenea, cîteva utilizate la stațiile principale de ventilatoare de la minele noastre. Ventilatorul VOKD—2,4 are următoarele caracteristici:

— diametrul rotorului . . . . . .2400 mm
— numărul de trepte . . . . . .2
— turația . . . . . .750 rot/min
— viteza periferică . . . . . .94,2 m/s
— debitul de aer:
  minim . . . . . .40 m³/s
  maxim . . . . . .166 m³/s
— presiunea statică:
  minimă . . . . . .170 mm $H_2O$
  maximă . . . . . .465 mm $H_2O$
— puterea necesară:
  minimă . . . . . .180 kW
  maximă . . . . . .780 kW
— randamentul total static maxim . . . . . .0,77



În fig. XXIII.111 se dau curbele caracteristice ale acestui ventilator.

Cu rezultate bune se folosesc astăzi ventilatoare cu flux accelerat, care au în locul butucului cilindric al rotorului un butuc conic. Randamentul lor total ajunge la 83%. Paletele sînt montate pe partea curbilinie a butucului. Aceste ventilatoare, construite în R.F.G., au presiuni mari, pînă la 500 mm $H_2O$, și produc un zgomot mai mic decît ventilatoarele axiale.

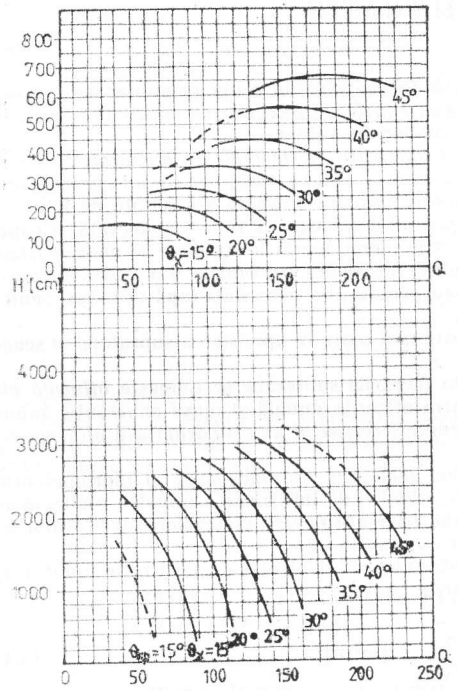



Fig. XXIII.110. Curbele presiunii funcție de debit la ventilatoarele VOD-30, ținînd seama de unghiul de poziție al paletelor.

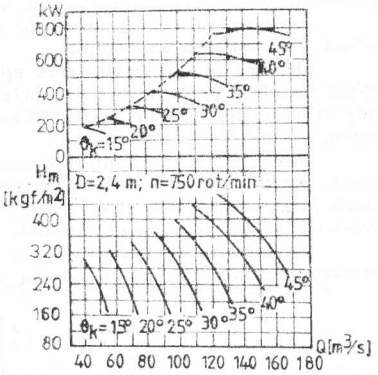



Fig. XXIII.111. Curbele presiunii funcție de debit la ventilatorul VOKD 2,4, ținînd seama de unghiul de poziție al paletelor.

Tot în R.F.G. sînt produse și folosite ventilatoare pentru aerajul principal al minelor, avînd debitul pînă la 400 m³/s și creînd o depresiune de 4000 N/m² pe treaptă. Dacă ventilatorul este cu două trepte, creează o depresiune de 8000 N/m². Pînă în prezent s-au construit ventilatoare cu putere de acționare ajungînd pînă la 3000 kW și diametrul rotorului pînă la 4,1 m. Ventilatorul poate fi echipat cu toate dispozitivele de izolare fonică. În programul de livrare al ventilatorului sînt cuprinse și aparatele de măsurare și supraveghere a debitului și a presiunii. Toate elementele constructive au fost alese pentru durabilitate mare, în condițiile aspre de lucru din mină. Durabilitatea lagărelor este de 100 000 ore de funcționare.

# 3. INSTALAȚII DE EVACUARE A APELOR

## 3.1. PĂTRUNDEREA APELOR ÎN SUBTERAN. DEBITUL DE ÎNFILTRAȚIE

În condiții obișnuite principala sursă de proveniență a apelor subterane o reprezintă *precipitațiile atmosferice*, precum și *apa rîurilor* și *lacurilor* care pătrunde prin rocile permeabile, prin fisurile și golurile rocilor în subteran.

Alte surse ale apelor subterane pot fi *inundațiile accidentale de la suprafață* — cînd un puț, un plan înclinat sau o galerie de coastă se află în apropierea unui curs de apă, sau *erupțiile de ape subterane* — cînd o lucrare minieră străbate o cavitate de mari dimensiuni, cu apă acumulată, fără ca în prealabil aceasta să fi fost detectată. Erupții se mai pot produce și în cazul existenței în apropierea lucrărilor miniere a unor *nisipuri acvifere* (borchișuri). O parte a apelor subterane poate proveni și din cauza introducerii voite — cazul rambleierii hidraulice sau pentru alte necesități (apă de băut pentru personal, combaterea prafului etc.).

S-a observat că abundența de apă este mai mare în apropierea suprafeței și scade odată cu creșterea adîncimii.

Debitul de apă ($m^3/h$) care apare în lucrările subterane se numește *afluență absolută* sau *debit de infiltrație*. Raportul dintre afluența anuală și masa substanței minerale utile extrasă într-un an ($m^3/t$) este denumit *coeficient de abundență* sau *afluență relativă*.

Datorită varietății mari a condițiilor geologice, hidrogeologice și hidrometeorologice, precum și a metodelor de exploatare, debitul de infiltrație a minelor oscilează în limite largi, ceea ce face ca afluența scontată, necesară pentru dimensionarea stațiilor de evacuare, să nu poată fi determinată decît cu aproximație.

Una din metodele folosite pentru determinarea debitului de infiltrație scontat se bazează pe *similitudinea cîmpurilor miniere*:

$$Q_i = Q_i' \sqrt{\frac{HS}{H'S'}} \qquad [m^3/h] \tag{3.1}$$

unde: $Q_i'$, $H'$, $S'$ sînt respectiv debitul de infiltrație ($m^3/h$), adîncimea (m) și suprafața cîmpului minier ($m^2$) în exploatare; $Q_i$, $H$, $S$ — respectiv debitul, adîncimea și suprafața cîmpului minier al minei sau orizontului ce urmează a se da în exploatare.

Pentru *determinarea debitului de infiltrație a unui cîmp minier în exploatare*, se presupune existența în acest cîmp minier a unei stații de evacuare a apelor, cu un debit cunoscut al pompelor.

Astfel

$$Q_i = Q_p \frac{t_2}{t_1 + t_2} \qquad [m^3/h] \tag{3.2}$$

unde: $Q_i$ este debitul de infiltrație scontat, $m^3/h$; $Q_p$ — debitul pompei sau al pompelor, $m^3/h$; $t_1$ — timpul necesar umplerii cu apă a bazinului de colectare între două nivele stabilite (cu pompele oprite), ore; $t_2$ — timpul necesar de funcționare a pompei pentru evacuarea apei din bazin între cele două nivele, ore.



*Măsurarea debitului de infiltrație pentru un orizont* se poate face prin măsurarea vitezei de curgere a apei în canalul principal colector din care apa ajunge în bazinul de colectare. Viteza superficială a curentului de apă se măsoară prin *metoda plutitorului*, cronometrînd timpul în care acesta parcurge o distanță de cel puțin 20 m:

$$Q_i = 3\,600\, kFv \qquad [m^3/h] \tag{3.3}$$

unde: $v$ este viteza măsurată a curentului, m/s; $F$ — secțiunea udată a canalului, $m^2$; $k$ — coeficient în funcție de natura pereților canalului ($k = 0{,}825$ la pereți betonați; $k = 0{,}71$ în cazul pereților neamenajați).

*Viteza medie a curentului* se poate determina și cu relația:

$$v_m = c\sqrt{iR} \qquad [m/s] \tag{3.4}$$

în care: $R$ este raza hidraulică, m; $i$ — panta hidraulică, m/m;

$$R = F/P \qquad [m] \tag{3.5}$$

$F$ — secțiunea curentului, $m^2$; $P$ — perimetrul udat, m.

$$c = \frac{87}{1 + \frac{k_1}{\sqrt{R}}} \tag{3.6}$$

$k_1$ — coeficient în funcție de materialul pereților ($k_1 = 0{,}06$ pentru scînduri geluite; $k_1 = 0{,}16$ pentru beton sau scînduri negeluite; $k_1 = 0{,}85$ pentru piatră brută; $k_1 = 1{,}3$ pentru pereți neamenajați).

În cazul cunoașterii vitezei medii

$$Q_i = 3\,600\, Fv_m \qquad [m^3/h] \tag{3.7}$$

## 3.2. POMPE VOLUMICE FOLOSITE LA EVACUAREA APELOR

Aceste pompe funcționează pe principiul deplasării volumelor de lichid dintr-o cavitate în alta, separate între ele prin organe de închidere denumite *supape*. Debitul lor este determinat de dimensiunile geometrice, iar presiunea este limitată doar de rezistența mecanică și de puterea de acționare. Din categoria pompelor volumice fac parte: pompele cu piston, cu pistonașe, cu membrană, cu șurub, cu inel de lichid, cu palete etc. Pentru evacuarea apelor se utilizează însă numai pompele cu piston, iar pentru ape cu suspensii solide pompele cu șurub și cele cu membrană.

### 3.2.1. POMPE CU PISTON

**Clasificare și construcție.** La aceste pompe mișcarea apei are loc ca urmare a deplasării rectilinii alternative a pistonului într-un cilindru.

Se clasifică după mai multe criterii: după *modul de acțiune al pistonului* — cu simplu efect (fig. XXIII.112, *a*), cu dublu efect (fig. XXIII.112, *b*) și diferențiale (fig.

XXIII.112,*c*); după *construcția pistonului* — cu disc (fig. XXIII.112, *b*) și cu plunjer (fig. XXIII.112, *c*); după *poziția cilindrilor* — orizontale și verticale; după *numărul cilindrilor* — simplex, duplex, triplex; după *existența camerei hidropneumatice* — cu (fig. XXIII.112, *d*) sau fără camere pneumatice (fig. XXIII.112, *a*, *b*, *c*).

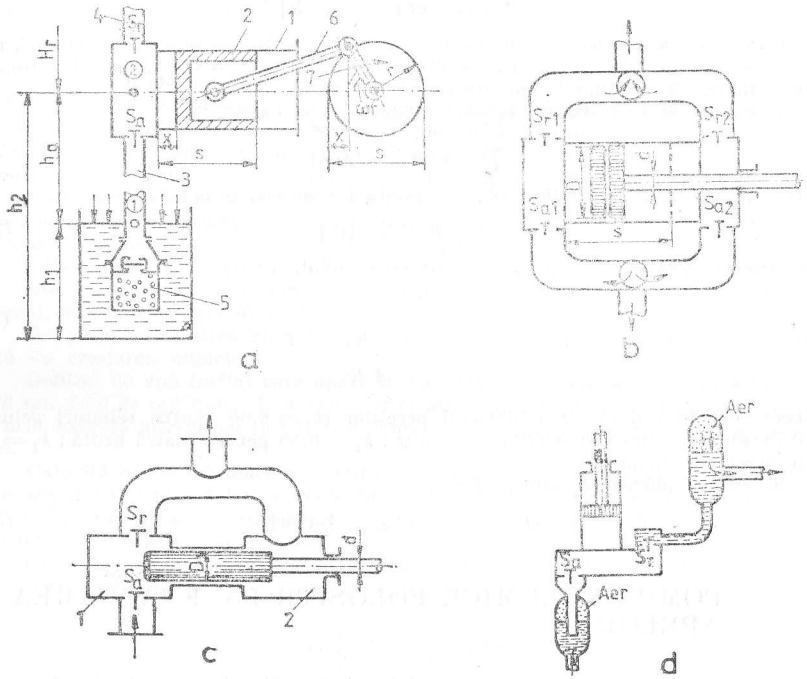



Fig. XXIII.112. Pompe cu piston de diferite tipuri.

Principiul de funcționare al unei pompe cu piston se observă pe fig. XXIII. 112,*a*. La deplasarea spre dreapta a pistonului *2* din cilindrul *1*, datorită depresiunii create, se deschide supapa de aspirație $S_a$, apa ajungînd în cilindru prin sorbul *5* și conducta de aspirație *3*. La deplasarea pistonului spre stînga, supapa de aspirație închizîndu-se, apa va fi evacuată în conducta de refulare *4* prin supapa de refulare $S_r$. Acționarea pistonului se realizează prin intermediul bielei *6* și a manivelei *7* de către un motor electric, pneumatic, cu abur sau cu ardere internă.

Pentru creșterea, dar mai ales pentru uniformizarea debitului pompelor cu piston, s-au realizat diferite construcții mai perfecționate.

Astfel, la pompa cu dublu efect (fig. XXIII.112, *b*), la deplasarea pistonului spre dreapta are loc aspirația prin supapa $S_{a1}$ și refularea simultană a apei aflate în spatele



pistonului prin supapa de refulare $S_{r2}$. La deplasarea spre stînga a pistonului funcționează supapele $S_{a2}$ și $S_{r1}$.

La pompele diferențiale (fig. XXIII.112, *c*), în timpul deplasării spre dreapta a pistonului apa este aspirată în cilindrul *1* și în același timp refulată din cilindrul *2* fără supape. La deplasarea pistonului în sens invers, se refulează apa din cilindrul *1*, dar o parte din aceasta este reaspirată în cilindrul *2* în spatele pistonului, în rețea ajungînd diferența dintre debitul refulat și cel reaspirat. Astfel, în timpul unei curse complete au loc două refulări și o singură aspirație.

Uniformizarea debitului pompelor cu piston se realizează cu eficiență mai mare prin utilizarea camerelor hidropneumatice dispuse pe conducta de refulare sau atît pe conducta de refulare cît și pe cea de aspirație (fig. XXIII.112, *d*). Aceste camere se proiectează astfel încît apa să ocupe două treimi din volumul lor. La cursa descendentă, apa refulată ajunge parțial în conductă, parțial în camera pneumatică, comprimînd aerul aflat în aceasta. La cursa ascendentă de aspirație a pistonului, aerul se destinde și împinge apa în conducta de refulare. Volumul camerei hidropneumatice la aspirație se adoptă între 5 și 10 ori volumul descris de piston, iar la refulare între 5 și 15 ori același volum.

Pompele cu piston folosite în prezent în industria minieră sînt acționate, în general, cu motoare pneumatice cu piston. Utilizarea pompelor cu piston se consideră rațională pînă la debite de 30—40 $m^3/h$ și înălțimi de refulare pînă la 200 $mH_2O$.

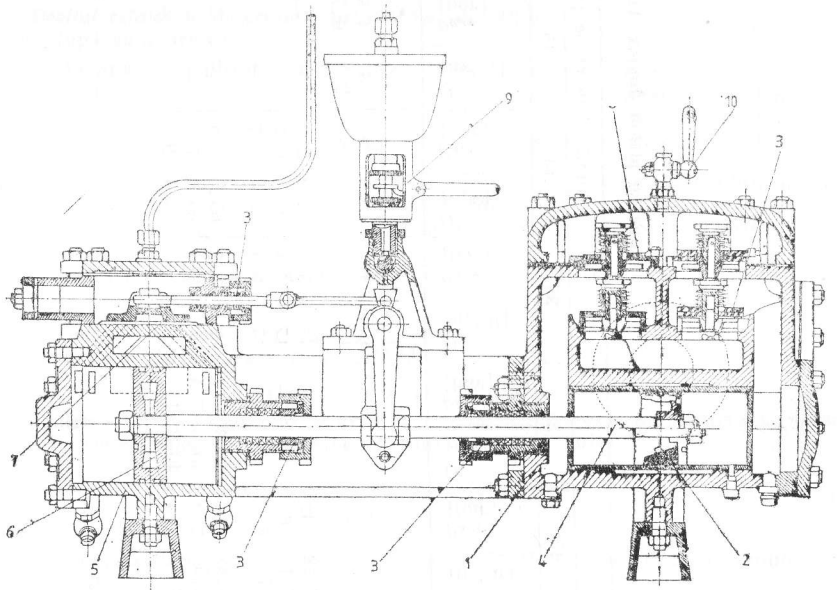


Fig. XXIII.113. Secțiune priu pompa duplex ADP-1;
*1*—bloc pompă; *2*—piston pompă; *3*—presgarnitură; *4*—tijă piston; *5*—bloc motor; *6*—piston motor; *7*—sertar de distribuție; *8*—supape; *9*—pompă de ungere; *10*—robinet.

*Tabelul XXIII.21*

**Pompe cu piston duplex APD**

| Tip | $p$ [bar] | Numărul de curse pe minut | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | 15 | | 25 | | 30 | | 40 | | 45 | | 50 | | 60 | | 75 | | 90 | | | | | |
| | | $Q$ [m³/h] | $p_{aer}$ [bar] | $Q$ [m³/h] | $p_{aer}$ [bar] | $Q$ [m³/h] | $p_{aer}$ [bar] | $Q$ [m³/h] | $p_{aer}$ [bar] | $Q$ [m³/h] | $p_{aer}$ [bar] | $Q$ [m³/h] | $p_{aer}$ [bar] | $Q$ [m³/h] | $p_{aer}$ [bar] | $Q$ [m³/h] | $p_{aer}$ [bar] | $Q$ [m³/h] | $p_{aer}$ [bar] | | | | |
| APD-1 | 4 | | | | | 1,8 | 2,8 | | | 3,2 | 3 | | | 4,5 | 3,1 | 5,8 | 3,2 | 7 | 3,4 | | | | |
| | 8 | | | | | 1,7 | 4,5 | | | 3 | 4,8 | | | 4,25 | 5 | 5,6 | 5,3 | 6,6 | 5,6 | | | | |
| | 12 | | | | | 1,5 | 6 | | | 2,9 | 6,7 | | | 4,2 | 7 | 5,5 | 7,3 | 6,5 | 7,5 | | | | |
| APD-5 | 6 | 7,12 | 3,5 | | | 18,5 | 3,8 | 27,4 | 3,9 | | | | | | | | | | | | | | |
| | 12 | 7,1 | 6 | | | 17,9 | 6,4 | 26,6 | 6,7 | | | | | | | | | | | | | | |
| | 18 | 7 | 8,7 | | | 17,2 | 9,4 | 25,8 | 9,7 | | | 34,5 | 4 | 40,3 | 4,4 | | | | | | | | |
| APD-6 | 6 | 22,8 | 4,4 | 40,8 | 4 | | | 65,5 | 3,6 | | | 33,5 | 7 | 39,6 | 7,7 | | | | | | | | |
| | 12 | 22,5 | 7,9 | 40,3 | 7,5 | | | 65,4 | 7,2 | | | 32,5 | 10 | 38,9 | 11 | | | | | | | | |
| | 18 | 22,3 | 11,5 | 40,2 | 11 | | | 54,4 | 10,6 | | | | | | | | | | | | | | |



În România, dintre pompele cu piston fabricate, în industria minieră pot fi utilizate tipurile duplex APD (tabelul XXIII. 21), cu debitul cuprins între 1,8 și 65,4 m³/h și presiunea între 4 și 18 bar. În cazul acționării cu abur sau cu aer comprimat cu presiuni peste 10 bar, atît debitele cît și presiunile de refulare pot fi mărite. În fig. XXIII. 113 este prezentată o secțiune prin pompa APD—1.

**Parametrii de funcționare.** *Înălțimea maximă de aspirație.* Atît la pompele cu piston cît și la pompele centrifuge, înălțimea maximă teoretică de aspirație este echivalentă cu presiunea atmosferică exprimată în $mH_2O$, adică cca 10 $mH_2O$.

Ținînd seama de rezistențele întîmpinate de lichid în conducta de aspirație, precum și de variația presiunii atmosferice cu altitudinea, valoarea maximă practică a înălțimii de aspirație este limitată la 4,5—6,5 m. Dependența înălțimii de aspirație cu altitudinea este prezentată în tabelul XXIII.22.

În afară de altitudine, asupra înălțimii de aspirație prezintă o influență impertantă temperatura apei. Cu cît temperatura apei aspirate este mai mare, cu atît se micșorează mai mult înălțimea de aspirație. La o temperatură de 70°C înălțimea de aspirație este nulă, nivelul apei din bazinul de aspirație trebuind să fie la nivelul pompei, iar la temperatura de 100°C, bazinul de aspirație trebuie să fie amplasat la o înălțime de 4 m deasupra pompei, apa pătrunzînd în pompă prin cădere liberă.

*Tabelul XXIII.22*

**Dependența înălțimii de aspirație de altitudine**

| Altitudinea [m] | Înălțimea maximă de aspirație [$mH_2O$] |
|---|---|
| 0 | 6,5 |
| 500 | 6,2 |
| 1000 | 5,7 |
| 1500 | 5,2 |
| 2000 | 4,8 |
| 2500 | 4,5 |
| 3000 | 4,5 |

*Debitul refulat* se determină în funcție de tipul pompei, după cum urmează:

— Pompa cu piston cu simplu efect (fig. XXIII.112, *a*):

$$Q = 60\, Fsn\eta_v i_c \qquad [m^3/h] \qquad (3.8)$$

unde $F = \pi D^2/4$ este suprafața activă a pistonului, m²; $s$ — cursa pistonului, m; $n$ — numărul de curse pe minut; $\eta_v$ — randamentul volumic al pompei ($\eta_v = 0{,}95 - 0{,}98$ la pompele cu debit mare și $\eta_v = 0{,}85 - 0{,}9$ la pompele cu debit mic și mediu); $i_c$ — numărul cilindrilor pompei.

— Pompa cu piston cu dublu efect (fig. XXIII.12, *b*):

$$Q = 60(2F - f)\, sn\eta_v i_c \qquad [m^3/h] \qquad (3.9)$$

unde $f = \pi d^2/4$ este secțiunea tijei pistonului, m².

— Pompa diferențială (fig. XXIII.112, *c*):

$$Q = 60\, Fsn\eta_v i_c \qquad [m^3/h]$$

Pentru egalitatea debitelor refulate la cele două semicurse ale pistonului, se impune ca secțiunea tijei să fie jumătatea suprafeței pistonului:

$$f = \frac{F}{2} \qquad [m^2] \qquad (3.10)$$

*Variația debitului refulat.* Datorită variației sinusoidale a vitezei pistonului (fig. XXIII.112, *a*)

$$v_p = \frac{dx}{dt} = \omega r \sin \omega t \qquad (3.11)$$

pe baza ecuației continuității, variația debitului refulat la un moment dat este caracterizată de relația:

$$Q = Fv_p = F\omega r \sin \omega t \qquad (3.12)$$

în care: $\omega$ este viteza unghiulară; $r$ — lungimea manivelei ($r = 0{,}5\ s$; $s$ fiind cursa pistonului).

Conform relației de mai sus debitul pompelor cu piston variază sinusoidal.

Gradul de neuniformitate a debitului ($m = Q_{max}/Q_{med}$) în funcție de tipul pompei are următoarele valori: p. cu simplu efect $m = 3{,}14$; p. cu dublu efect $m = 1{,}57$; p. duplex și diferențiale $m = 1{,}57$; p. triplex $m = 1{,}047$.

*Puterea de acționare.* Puterea utilă este determinată de lucrul mecanic util efectuat în unitatea de timp:

$$P_u = \frac{QHg\rho}{1000} \quad [\text{kW}] \qquad (3.13)$$

unde: $Q$ este debitul pompei, $m^3/s$; $H$ — înălțimea de refulare, $mH_2O$; $\rho$ — densitatea lichidului pompat, $kg/m^3$; $g$ — accelerația gravitațională, $m/s^2$.

Puterea absorbită din rețea de către motorul de acționare al pompei este

$$P_a = \frac{P_u}{\eta} \quad [\text{kW}] \qquad (3.14)$$

unde $\eta$ este randamentul global

$$\eta = \eta_v \eta_h \eta_m \qquad (3.15)$$

$\eta_v$ este randamentul volumic al pompei (ca și în relația 3.8); $\eta_h$ — randamentul hidraulic ce ține seama de pierderile de presiune din pompă ($\eta_h = 0{,}8 - 0{,}9$); $\eta_m$ — randamentul mecanic ce ține seama de pierderile datorită frecărilor mecanice și datorită transmisiei ($\eta_m = 0{,}85 - 0{,}95$).

### 3.2.2. POMPE CU ȘURUB

Aceste pompe se comportă bine la evacuări locale de ape, cu conținut ridicat de impurități. Pot fi în construcție orizontală sau verticală. Elementele constructive principale sînt rotorul *1* (fig. XXIII.114) și statorul *2*. Rotorul metalic (oțel, bronz, aluminiu) este executat sub forma unui șurub cu un singur început, în timp ce suprafața interioară a statorului (cauciuc, ebonită sau masă plastică) are două începuturi, cu pasul dublu față de cel al rotorului. Datorită deplasării liniilor de contact între stator și rotorul în mișcare, are loc deplasarea lichidului de-a lungul suprafețelor elicoidale în contact. Intrarea lichidului în pompă se face prin sorbul *3*.

Debitul pompelor cu șurub se determină cu expresia

$$Q = 240\ eDnt\lambda_v \quad [\text{m}^3/\text{h}] \qquad (3.16)$$

în care: $e$ este distanța dintre axa de simetrie a statorului și axa de rotație a rotorului, m; $D$ — diametrul exterior al rotorului, m; $n$ — turația rotorului, rot/min; $t$ — pasul statorului, m; $\lambda_v$ — coeficient volumic ($\lambda_v = 0{,}7 - 0{,}8$).



Pompele cu șurub de tip SEL fabricate în țară sînt caracterizate prin debite cuprinse între 1,8 și 48 $m^3/h$, la presiuni de 6—10 bar, avînd un randament global de 0,5—0,6.

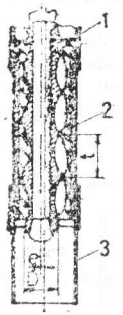



Fig. XXIII.114. Pompă cu șurub.

## 3.3. POMPE CENTRIFUGE

### 3.3.1. CLASIFICARE ȘI FUNCȚIONARE

Pompele centrifuge sînt turbomașini care transformă energia mecanică primară în energie hidraulică, folosind efectul forțelor centrifuge.

Schema de principiu a unei pompe centrifuge cu un singur rotor este prezentată în fig. XXIII.115. Pompa este formată din arborele *1*, rotorul *2* cu paletele *3*, carcasa

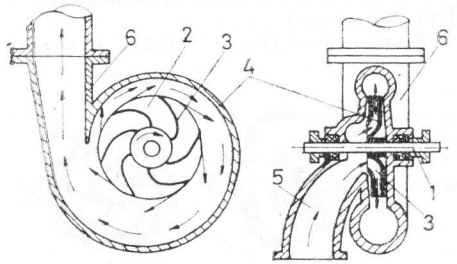



Fig. XXIII.115. Schema de principiu a unei pompe centrifuge cu un singur rotor.

spirală *4*, racordul de aspirație *5* și racordul de refulare *6*. La punerea în mișcare a rotorului, datorită proiectării spre periferie a particulelor de lichid sub acțiunea forțelor centrifuge, în zona de intrare în rotor a lichidului se creează o depresiune, astfel

încît se asigură un proces continuu de aspirație și de refulare cît timp se rotește rotorul. Presiunea creată de rotor nu depășește, în general, 70 $mH_2O$, decît în cazul construcțiilor speciale. În cazul în care se necesită presiuni mai mari, se utilizează pompe cu număr mai mare de trepte (etaje), care au mai multe rotoare legate în serie, fixate pe același arbore. Pompele centrifuge se clasifică în funcție de diferite criterii, dintre care cele mai importante sînt :

a) în funcție de turația specifică : *pompe cu mers încet* ($n_s$ = 40 — 80 rot/min, fig. XXIII.116, *a*) ; *p. cu viteză mijlocie* ($n_s$=80—150 rot/min, fig. XXIII.116, *b*) ; *p. cu mers rapid* ($n_s$ = 150—300 rot/min, fig. XXIII.116, *c*). În industria minieră se utilizează pompe cu turația specifică cuprinsă între 60 și 100 rot/min ;

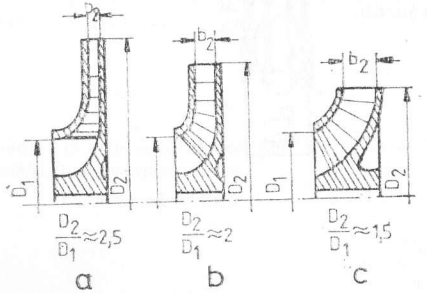



Fig. XXIII.116. Forma rotoarelor în funcție de turația specifică.

b ) în funcție de înălțimea de refulare creată de un rotor : *p. de joasă presiune* (pînă la 20 $mH_2O$) ; *p. de medie presiune* (20—60 $mH_2O$) ; *p. de înaltă presiune* (peste 60 $mH_2O$) ;

c) în funcție de tipul aspirației : *p. cu aspirație unilaterală* ; *p. cu aspirație bilaterală* ;

d) în funcție de numărul de trepte : *p. cu o singură treaptă* ; *p. cu mai multe trepte*. La acestea din urmă rotoarele din aval aspiră lichidul la presiunea de refulare a rotoarelor din amonte ;

e) în funcție de poziția rotoarelor : *p. cu rotoare verticale* (construcții obișnuite) ; *p. cu rotoare orizontale* (la pompe submersibile sau axiale) ;

f) în funcție de tipul constructiv al rotoarelor : *închis* (fig. XXIII.117, *a*) și *deschis* (fig. XXIII.117, *b*) ;

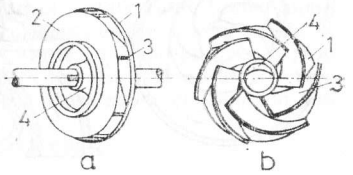



Fig. XXIII.117. Tipuri constructive de rotoare :
*a* — tip închis ; *b* — tip deschis ; *1* — disc posterior ; *2* — disc anterior ; *3* — palete ; *4* — butuc.

g) în funcție de modul de echilibrare a împingerii axiale : *prin inele de etanșare și orificii în discul posterior al rotorului* ; *cu disc de descărcare* ; *prin dispunerea simetrică a rotoarelor* ;



h) în funcție de existența aparatului de conducere a lichidului (stator) : *p. fără aparat de conducere* (fig. XXIII.115) și *p. cu aparat de conducere* (fig. XXIII.118).

Pompele cu o singură treaptă, în multe cazuri, nu sînt prevăzute cu un aparat special de conducere inelar, pentru a nu mări prea mult diametrul exterior. În aceste

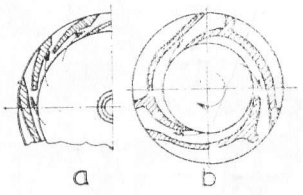



Fig. XXIII.118. Aparate de conducere la pompele centrifuge.

cazuri rolul aparatului de conducere este preluat de carcasa spirală (fig. XXIII.115) care colectează lichidul din canalele rotorului, iar transformarea energiei cinetice în energie potențială se face în porțiunea conică a carcasei, denumită *difuzor*. La pompele cu o singură treaptă dotate cu aparat de conducere se utilizează, de obicei, tipul de stator cu curbura simplă a paletelor (fig. XXIII.118, *a*), numărul de palete putînd fi cel mult dublu față de numărul paletelor rotorului. În cazul pompelor cu mai multe trepte se utilizează aparate de conducere cu curbură dublă (fig. XXIII.118, *b*).

### 3.3.2. TIPURI CONSTRUCTIVE FOLOSITE LA EVACUAREA APELOR

**Pompe cu rotoare verticale.** Ținînd seama de gama largă de înălțimi de refulare ce trebuie acoperită de aceste pompe, pentru evacuarea apelor subterane se folosesc cu precădere pompe multietajate, cu carcasă segmentată, la care presiunea se poate regla prin modificarea numărului de rotoare.

Dintre pompele fabricate de Intreprinderea de Pompe — București, pentru evacuarea apelor subterane se folosesc, în general, tipurile KSM, SADU și JIU.

Pompele KSM se construiesc pentru debite de 30 — 70 $m^3/h$ și pentru înălțimi de refulare de 44 — 200 $mH_2O$ (tabelul XXIII.23). Ele au carcasa segmentată și rotoarele orientate într-o singură direcție. Pe arborele *1* (fig. XXIII.119) sînt fixate rotoarele, prin intermediul unor pene paralele. Arborele este susținut în lagărele *3*, montate pe consolele *4*, fixate pe capacele *5* și *6*. Rotoarele sînt prevăzute cu aparatele de conducere *7*. Segmenții carcasei sînt asamblați și strînși între ei prin intermediul tiranților *8*. Etanșarea între segmenți este realizată prin inelele de cauciuc *9*, între intrarea rotoarelor și carcasa aparatelor de conducere prin inelele *10*, iar între arbore și capace, cu ajutorul presgarniturii *11*. Dispozitivul de echilibrare a forței axiale este executat sub forma unui disc de descărcare *12* cu bordură inelară și inelul de bronz *13*, fixat de capacul *6* al carcasei. Discul *12* se înșurubează pe arbore și se reazemă pe bucșa de distanțare *14*. Apa din dispozitivul de descărcare este evacuată prin stuțul *15*. Racordul de refulare *16* face corp comun cu capacul *6*.

Pompele SADU sînt de uz general dar se utilizează și la instalațiile de evacuare a apelor subterane. Se fabrică pentru debite pînă la 60 $m^3/h$ și înălțimi de refulare pînă la 180 $mH_2O$. Arborele pompei este susținut de lagăre cu rostogolire (fig. XXIII.120), iar echilibrarea forței axiale este realizată prin inele de etanșare și orificii practicate în discurile posterioare ale rotoarelor.

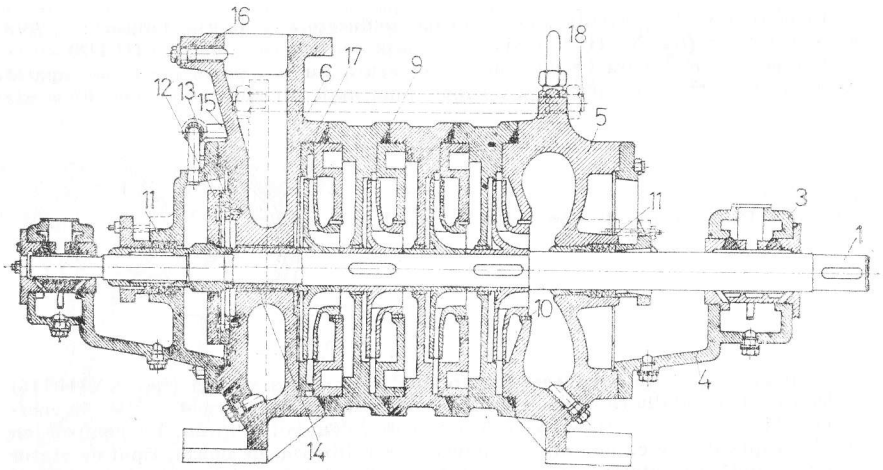



Fig. XXIII.119. Secțiunea printr-o pompă tip KSM.

*Tabelul XXIII.23*

**Pompe folosite în industria minieră pentru evacuarea apelor**

| Tipul | Debitul [$m^3/h$] | Presiunea pe rotor [$mH_2O$] | Turația [rot/min] | Puterea pe rotor [kW/rotor] | Numărul de rotoare |
|---|---|---|---|---|---|
| KSM 30 | 30 | 22 | 1450 | 4,5—50 | 2—10 |
| KSM 50 | 50 | 22 | 1450 | 7,5—8,5 | 2—10 |
| KSM 70 | 70 | 22 | 1450 | 10—11 | 2—10 |
| SADU 50 | 6 | 10 | 1500/3000 | 0,5 | 2—14 |
| SADU 65 | 15 | 17,5 | 1500/3000 | 1,5 | 2—10 |
| SADU 80 | 30 | 30 | 1500/3000 | 4,5 | 2—6 |
| SADU 100 | 60 | 45 | 1500/3000 | 15,5 | 2—4 |
| JIU 100/40 | 40 | 20 | 1450 | 6,25—7,5 | 4—12 |
| JIU 100/63 | 63 | 20 | 1450 | 8,33—70 | 4—12 |
| JIU 150/160 | 160 | 30 | 1450 | 31,25 | 4—8 |
| JIU 100/V | 38 | 20 | 1450 | — | 4—10 |
| OWH-200 | 315 | 80 | 1450 | 88 | 8—11 |
| EPET 65 | 40 | 15 | 3000 | 4 | 1 |
| APET 65 | 12 | 30 | 6000 | 4 CP | 1 |

Pentru evacuarea apelor ce conțin impurități abrazive cu dimensiuni pînă la 10 mm, ce fac inadecvate pompele cu disc de descărcare, se folosesc pompele JIU (fig. XXIII.121). Acestea sînt capabile să evacueze debite cuprinse între 25 și 220 $m^3/h$ la înălțimi de refulare pînă la 300 m $H_2O$. La aceste pompe echilibrarea forței axiale se



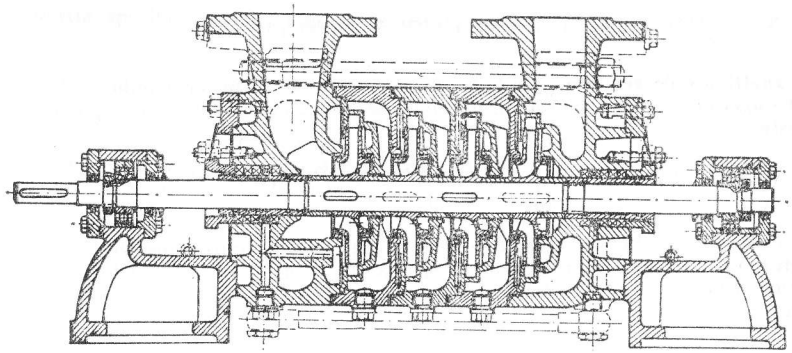


Fig. XXIII.120. Secțiune printr-o pompă tip SADU.

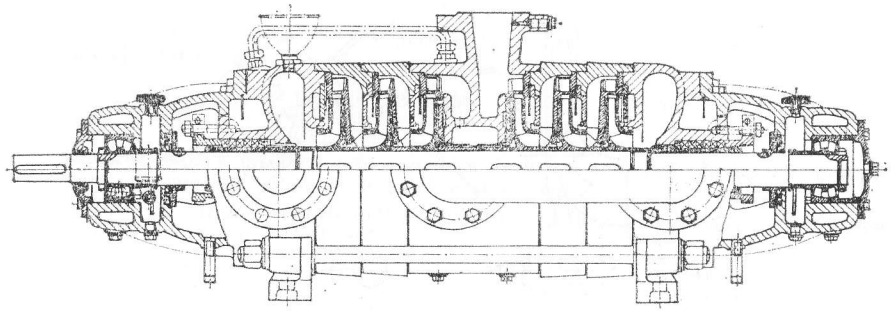


Fig. XXIII.121. Secțiune printr-o pompă tip JIU.

realizează prin dispunerea simetrică a rotoarelor. Efortul axial rezidual este preluat de unul din rulmenții oscilanți ai arborelui.

**Pompe cu rotoare orizontale.** Pentru evacuarea apelor din puțurile miniere în săpare, pentru dotarea instalațiilor mobile de evacuare a apelor, pentru evacuarea apelor din lucrări miniere în care nu se poate asigura o curgere liberă a apelor spre bazinele de colectare, se utilizează pompe centrifuge verticale de epuizment, suspendate, submersibile, acționate electric sau pneumatic. Datorită faptului că nivelul apei în puț variază în permanență, aceste pompe se suspendă pe cabluri de oțel cu ajutorul unor trolii. Seria de pompe JIU 100/V fabricată de Intreprinderea de Pompe—București pentru un debit de 38 $m^3/h$ acoperă gama de înălțimi de refulare cuprinsă între 80 și 200 $mH_2O$, avînd 4 pînă la 10 rotoare.

Pentru instalații mobile de evacuare a apelor, Intreprinderea de Pompe—București fabrică pompele submersibile de epuizment EPET 65 cu acționare electrică, precum și tipul APET 65 cu acționare pneumatică. Ele au fost prezentate în secțiunea XIX din volumul III al lucrării de față.

### 3.3.3. PARAMETRII GEOMETRICI ȘI FUNCȚIONALI

**Înălțimea de refulare.** Pe baza ecuației generale a turbomașinilor, admițînd că intrarea apei în rotor se face radial, înălțimea teoretică de refulare a unei pompe centrifuge este:

$$H_t = i\frac{u_2 c_2 \cos\alpha_2}{g} \quad [\text{mH}_2\text{O}] \tag{3.17}$$

unde: $i$ este numărul de rotoare; $u_2$ — viteza periferică la ieșirea din rotor (fig. XXIII.122), m/s; $c_2$ — viteza absolută a apei la ieșirea din rotor, m/s; $\alpha_2$ — unghiul între viteza periferică și viteza absolută la ieșirea din rotor ($\alpha_2 = 6 - 15°$); $g$ — accelerația gravitațională, m/s².

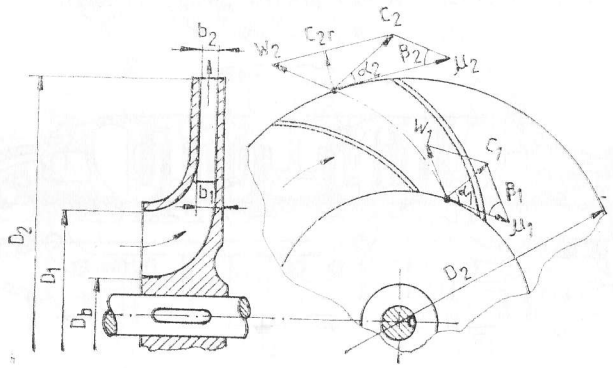



Fig. XXIII.122. Detalii geometrice ale rotorului.

**Debitul pompei.** Debitul teoretic ce trece prin rotor, raportat la suprafața exterioară de evaciare a rotorului, se determină cu relația:

$$Q_t = \pi D_2 b_2 c_{2r} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \tag{3.18}$$

în care $D_2$ și $b_2$ sînt respectiv diametrul și lățimea rotorului la ieșire, m;

$c_{2r} = c_2 \sin\alpha_2$ — componenta radială a vitezei absolute la ieșirea rotorului, m/s.

Pe de altă parte

$$Q_t = \frac{Q}{\eta_v} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \tag{3.19}$$

unde: $Q$ este debitul refulat impus, m³/s;

$\eta_v$ — randamentul volumic în funcție de turația specifică:

| $n_s$ | 60 | 100 | 150 | 220 |
|---|---|---|---|---|
| $\eta_v$ | 0,94 | 0,97 | 0,985 | 0,995 |



Turația specifică a unei pompe centrifuge este:

$$n_s = 3{,}65\, n \frac{Q_t^{0,5}}{H_t^{0,75}} \quad [\text{rot/min}] \tag{3.20}$$

unde $n$ este turația rotorului, rot/min.

**Caracteristica de presiune (curba de sarcină).** Din diagrama vitezelor la ieșire (fig. XXIII.122) rezultă

$$c_2 \cos\alpha_2 = u_2 - c_{2r}\operatorname{ctg}\beta_2 = u_2 - \frac{Q_t}{\pi D_2 b_2}\operatorname{ctg}\beta_2 \tag{3.21}$$

Prin înlocuirea acestui produs în relația (3.17), se obține caracteristica teoretică de presiune a pompei

$$H_t = i\frac{u_2}{g}\left(u_2 - \frac{\operatorname{ctg}\beta_2}{\pi D_2 b_2} Q_t\right) \quad [\text{mH}_2\text{O}] \tag{3.22}$$

unde $\beta_2$ este unghiul dintre vitezele periferică $u_2$ și relativă $w_2$, ($\beta_2 = 15 - 35°$).

Corelația între valorile unghiurilor $\alpha_2$ și $\beta_2$ este următoarea:

| $\beta_2$ | 15—20° | 20—25° | 25—30° | 30—35° |
|---|---|---|---|---|
| $\alpha_2$ | 15—14° | 13—12° | 11— 9° | 8— 6° |

Valoarea reală a presiunii este mai mică decît cea teoretică, întrucît în pompă apar o serie de pierderi volumice, hidraulice și mecanice.

Scăzînd din caracteristica teoretică pierderile menționate, se obține caracteristica reală de presiune (fig. XXIII.123).

În fig. XXIII. 124 și XXIII. 125 sînt redate caracteristicile de presiune ale unor pompe de producție românească.

**Vitezele de circulație a apei**

*Viteza medie a apei în conducta de aspirație:*

$$v_0 = \frac{4Q}{\pi D_0^2 \eta_v} \quad [\text{m/s}] \tag{3.23}$$

unde $D_0$ este diametrul conductei de aspirație, m.

Viteza medie a apei în conducta de aspirație se adoptă între 0,8 și 1,5 m/s.

*Viteza de intrare a apei în rotor* (viteza de aspirație):

$$c_0 = k_0\sqrt{2gH_i} \quad [\text{m/s}] \tag{3.24}$$

unde: $H_i$ este înălțimea de refulare a unui singur rotor, mH$_2$O; $k_0$ — coeficientul vitezei de intrare în funcție de turația specifică:

| $n_s$ | 60 | 100 | 150 | 200 | 220 |
|---|---|---|---|---|---|
| $k_0$ | 0,13 | 0,14 | 0,17 | 0,20 | 0,22 |

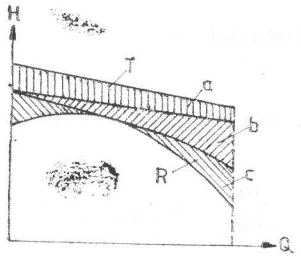



Fig. XXIII.123. Caracteristica de presiune :
$T$ — caracteristica teoretică ; $R$ — caracteristica reală ; $a$ — reducere datorită numărului finit de palete ; $b$ — pierderi hidraulice prin frecare ; $c$ — pierderi hidraulice prin devieri bruște.

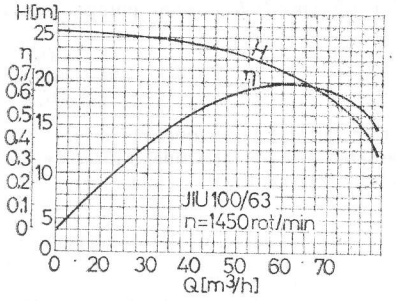



Fig. XXIII.125. Caracteristica de presiune ($H$) a pompei JIU 100/63 pentru un singur rotor și variația randamentului ($\eta$)

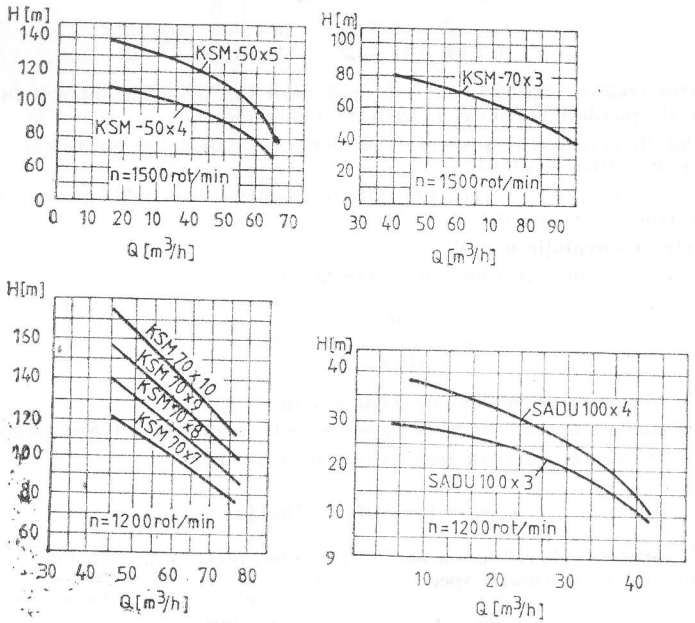



Fig. XXIII.124. Caracteristicile de presiune ale pompelor KSM și SADU.



*Viteza absolută de intrare a apei în rotor*

$$c_1 = c_{1r} = c_0 \frac{t_1}{t_1 - s_1} \quad [\mathrm{m/s}] \tag{3.25}$$

unde : $c_{1r}$ este componenta radială (intrare radială a apei), m/s ; $t_1$ — lungimea arcului de intrare între două începuturi de palete, m ; $s_1$ — grosimea unei palete la intrare, m.

Pentru calcule preliminare se poate considera $c_1 \approx c_0$.

*Viteza periferică a rotorului la intare.* Din diagrama vitezelor (fig. XXIII. 122), pentru $\alpha_1 = 90°$, viteza periferică $u_1$ este :

$$u_1 = \frac{c_{1r}}{\mathrm{tg}\,\beta_1} \quad [\mathrm{m/s}] \tag{3.26}$$

Pentru evitarea șocurilor la intrarea apei în rotor se adoptă $\beta_1 = 12-20°$.

În același timp, în funcție de turație :

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} \quad [\mathrm{m/s}] \tag{3.27}$$

unde : $n = 1450 \ldots 1480$ rot/min este turația rotorului, rot/min ; $D_1$ — diametrul de intrare al rotorului (fig. XXIII. 122), m.

*Viteza periferică $u_2$ a rotorului la ieșire.* Pentru crearea unei anumite înălțimi de refulare $H_{ef}$, viteza periferică necesară este :

$$u_2 = \sqrt{\frac{gH_{ef}}{\eta_h}\left(1 + \frac{\mathrm{tg}\,\alpha_2}{\mathrm{tg}\,\beta_2}\right)} \quad [\mathrm{m/s}] \tag{3.28}$$

unde : $\eta_h$ este randamentul hidraulic (0,7—0,9) ;

$H_{ef}$ — înălțimea de refulare efectivă, $mH_2O$

$$\eta_h = \frac{H_{ef}}{H_t} \tag{3.29}$$

Pe de altă parte

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} \quad [\mathrm{m/s}] \tag{3.30}$$

**Puterea de acționare.** Puterea necesară de acționare se determină cu relația :

$$P = 1{,}15 \frac{QH\rho g}{1000\ \eta} \quad [\mathrm{kW}] \tag{3.31}$$

n care : $Q$ este debitul pompei, $m^3/s$ ; $H$ — înălțimea de refulare, $mH_2O$ ; $\rho$ — densitatea lichidului vehiculat, $kg/m^3$ ; $g$ — accelerația gravitațională, $m/s^2$ ; $\eta$ — randamen-

tul global al pompei care se poate aproxima în funcție de mărimea $k$:

$$k = \sqrt[3]{\frac{Q^2 n}{1000}} \tag{3.32}$$

unde $Q$ este debitul, l/s; $n$ — rot/min.

— pentru pompe cu o singură treaptă:

| $k$ | 5 | 10 | 15 | 20 | 30 | 40 | 80 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $\eta$ | 0,05 | 0,75 | 0,785 | 0,82 | 0,86 | 0,88 | 0,9 |

— pentru pompe cu mai multe trepte:

| $k$ | 5 | 7,5 | 10 | 12,5 | 15 | 25 | 35 | 50 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $\eta$ | 0,60 | 0,68 | 0,725 | 0,75 | 0,77 | 0,80 | 0,82 | 0,90 |

**Forța axială**. La pompele centrifuge în timpul funcționării apar forțe axiale datorită diferenței presiunilor care acționează asupra celor două fețe ale rotorului, precum și datorită diferenței vitezelor de intrare și de ieșire a apei din rotor.

Mărimea forței axiale este dată de relația:

$$T = i\left[\frac{\pi}{4}(D_1^2 - D_b^2)(p_2 - p_1) - \frac{Q\rho C_1}{10}\right] \quad [\text{daN}] \tag{3.33}$$

în care: $D_b$ este diametrul butucului rotorului, m; $p_1$ — presiunea apei la intrarea în rotor, bar; $p_2$ — presiunea apei la ieșirea din rotor, bar.

În relația de mai sus $Q$ se introduce în $m^3/s$, $\rho$ în $kg/m^3$, iar $C_1$ în m/s.

Forța axială tinde să deplaseze rotorul spre gura de aspirație a acestuia. Procedeele de echilibrare a acestei forțe au fost amintite în 3.3.1.

### 3.3.4. FUNCȚIONAREA LA REȚEA A POMPELOR CENTRIFUGE

**Pierderile de presiune pe conducte.** Pierderile de presiune pe conducte cuprind *pierderile liniare* (de frecare pe pereți) și *locale* (datorită variației de secțiune, devieri etc.):

$$h = h' + h'' \quad [\text{mH}_2\text{O}] \tag{3.34}$$

unde: $h$ reprezintă pierderea totală de presiune, $mH_2O$; $h'$ — pierderile liniare de presiune, $mH_2O$; $h''$ — pierderile locale de presiune, $mH_2O$;

Pierderile liniare de presiune într-o conductă dreaptă cu diametrul $D$ și lungimea $L$ sînt:

$$h' = \lambda \frac{L}{D}\frac{v^2}{2g} \quad [\text{mH}_2\text{O}] \tag{3.35}$$

unde $\lambda$ este coeficientul de pierderi liniare, în funcție de viteza de curgere și de numărul lui Reynolds, Re.



Pentru conducte circulare:

$$\lambda = 64/\text{Re} \tag{3.36}$$

Pentru conducte miniere de evacuare a apelor se recomandă relația:

$$\lambda = 0{,}0195/\sqrt[3]{D} \tag{3.37}$$

în care $D$ este diametrul interior al conductei, m; $v$ — viteza apei în conducta de refulare ($v = 1{,}5-2{,}2$ m/s).

$$v = \frac{4Q}{\pi D^2} \quad [\text{m/s}] \tag{3.38}$$

Ținînd seama de relația (3.38), pierderile liniare devin:

$$h' \approx 0{,}08 \cdot \lambda \frac{L}{D^5} Q^2 \quad [\text{mH}_2\text{O}] \tag{3.39}$$

Pierderile locale de presiune se determină cu relația:

$$h'' = \frac{v^2}{2g}\Sigma\xi_i \quad [\text{mH}_2\text{O}] \tag{3.40}$$

în care $\Sigma\xi$ reprezintă suma tuturor coeficienților de pierderi locale de presiune.

Cunoscînd dimensiunile, configurația rețelei hidraulice, natura, precum și numărul armăturilor montate pe conducte (fig. XXIII. 126), cu ajutorul tabelului XXIII. 24 sau al unor relații de calcul se determină coeficienții de pierdere în funcție de particularitățile armăturilor.

*Tabelul XXIII.24*

**Coeficienții de rezistență hidraulică ai elementelor fasonate și ai armăturilor de conducte**

| | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Cot rotunjit (fig. XXIII.124, *a*) | $\alpha°$ | 20 | 40 | 60 | 80 | 90 | 120 | — | — |
| | $\xi$ | 0,046 | 0,139 | 0,346 | 0,740 | 0,985 | 1,861 | — | — |
| Cot rotunjit (fig. XXIII.124, *b*) | $r/R$ | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1,0 |
| | $\xi$ | 0,158 | 0,206 | 0,294 | 0,440 | 0,661 | 1,097 | 1,48 | 1,979 |
| Vană (fig. XXIII.124, *c*) | $x/d$ | 1/8 | 2/8 | 3/8 | 4/8 | 5/8 | 6/8 | 7/8 | — |
| | $\xi$ | 97,8 | 17,0 | 5,52 | 2,06 | 0,81 | 0,26 | 0,07 | — |
| Ventil de reținere (fig. XXIII.124, *d*) | $\beta°$ | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | — | — |
| | $\xi$ | 62 | 30 | 14 | 9,6 | 3,2 | 1,7 | — | — |
| Trecere conică inversă (fig. XXIII.124, *h*) | $\alpha°$ | 7 | 10—15 | 20—30 | 45—55 | — | — | — | — |
| | $\xi$ | 0,2 | 0,5 | 0,6—0,7 | 0,8—0,9 | — | — | — | — |

Pentru coturi rotunjite cu deviere la 90° (fig. XXIII. 126, *b*) foarte des se utilizează $\xi=0{,}3$; pentru ventile de reținere (fig. XXIII. 126, *d*) în mod obișnuit $\xi=8$; pentru sita sorbului $\xi=1$; pentru clapeta sorbului $\xi=5-7$; pentru treceri conice de la un diametru mare la altul mai mic (fig. XXIII. 126, *g*) $\xi=1$; pentru treceri conice inverse (fig. XXIII. 126, *h*) conform tabelului XXIII. 24.

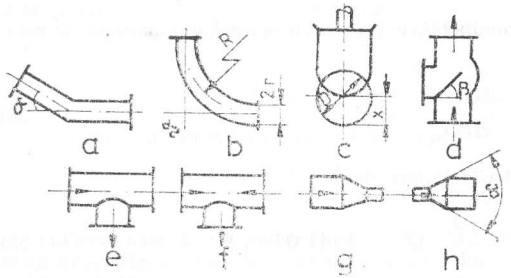



Fig. XXIII.126. Reprezentarea schematică a armăturilor și a elementelor fasonate.

Însumînd pierderile $h'$ și $h''$, se obține:

$$h = 0{,}03\left(\frac{\lambda L}{D} + \Sigma\xi_i\right)\frac{Q^2}{D^4} \qquad [\text{mH}_2\text{O}] \qquad (3.41)$$

denumită și *curba caracteristică a rețelei hidraulice.*

Ținînd seama de faptul că la o rețea hidraulică toate mărimile din relația (3.41), cu excepția debitului, pot fi considerate constante, se poate scrie:

$$h = a\cdot Q^2 \qquad [\text{mH}_2\text{O}] \qquad (3.41,a)$$

Calculînd constanta $a$ și dînd diverse valori debitului, se poate trasa parabola $h$.

**Punctul de funcționare al pompei.** La racordul de refulare a unei pompe centrifuge ce funcționează la o rețea hidraulică se stabilește o presiune determinată de înălțimea geodezică (diferența dintre nivelul lichidului la aspirație și refulare):

$$H = H_0 + aQ^2 \qquad [\text{mH}_2\text{O}] \qquad (3.42)$$

unde $H_0$ este înălțimea geodezică, m.

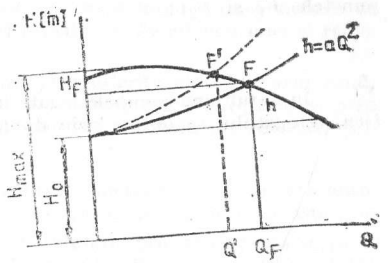
Punctul de funcționare $F$ a pompei centrifuge se află la intersecția dintre curba caracteristică a pompei și cea a conductelor (fig. XXIII. 127), trasate la aceeași scară. Debitul și presiunea pompei în condițiile concrete ale unei rețele hidraulice vor fi respectiv $Q_F$ și $H_F$.

Pentru un regim stabil de funcționare se recomandă ca punctul de funcționare să se afle pe partea descendentă a caracteristicii, în zona presiunilor mai mici de 0,9 $H_{max}$.

Dacă cresc rezistențele hidraulice (de exemplu prin micșorarea secțiunii de trecere a vanei pe conducta de refulare), punctul de funcționare se deplasează în $F'$, micșorîndu-se debitul la valoarea $Q'$.



Fig. XXIII.127. Determinarea punctului de funcționare a unei pompe centrifuge.




## 3.3.5. FUNCȚIONAREA ÎN PARALEL ȘI ÎN SERIE A POMPELOR CENTRIFUGE

**Funcționarea în paralel.** În cazurile în care debitul furnizat de o pompă centrifugă nu satisface cerințele consumatorilor sau este prea mic în raport cu debitul de infiltrație necesar de evacuat din subteran, se procedează la legarea în paralel a două sau mai multe pompe centrifuge. Pompele *1* și *2* (fig. XXIII. 128, *a*), antrenate de motoarele *3*, aspiră individual și debitează în aceeași conductă de refulare. Debitul agregatului astfel format este suma debitelor celor două pompe. Pentru funcționarea în condiții bune a agregatului, se impune ca presiunile create de cele două pompe să fie egale sau apropiate.

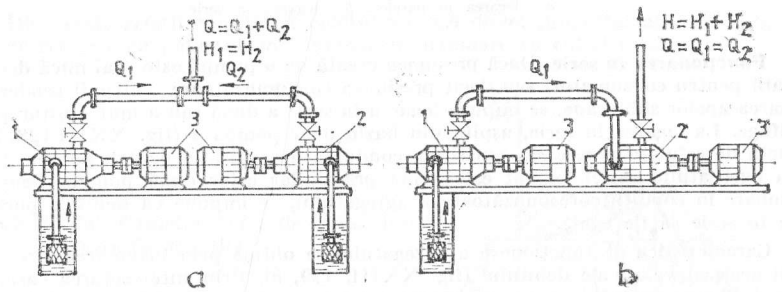



Fig. XXIII.128. Funcționarea în paralel și în serie a pompelor centrifuge:
*a* — paralel; *b* — serie.

Caracteristica de funcționare a agregatului se obține prin însumarea debitelor celor două pompe pentru aceleași presiuni. Prin intersectarea cu drepte de nivel a caracteristicilor *1* și *2* (fig. XXIII. 129, *a*) și însumarea debitelor, se obține curba caracteristică a agregatului. Punctul de funcționare $F$ a agregatului se obține la intersecția caracteristicii rețelei de conducte cu caracteristică agregatului. Se remarcă faptul că debitul agregatului este mai mic decît suma debitelor la funcționarea individuală (în

punctele $F_1'$ și $F_2'$):

$$Q_F < Q_1' + Q_2' \tag{3.43}$$

În cazul cînd pompele legate în paralel au caracteristici care coincid, caracteristica agregatului se obține prin dublarea scării debitului.

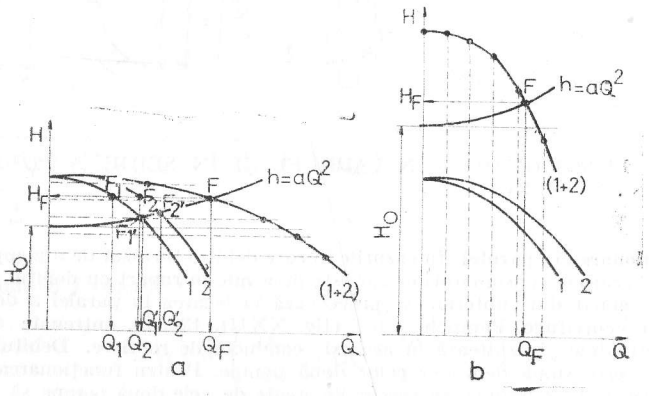



Fig. XXIII.129. Caracteristicile de presiune ale agregatelor de pompare:
*a* — legarea în paralel; *b* — legarea în serie.

**Funcționarea în serie.** Dacă presiunea creată de o pompă este mai mică decît cea necesară pentru consumatori sau decît presiunea corespunzătoare înălțimii geodezice la evacuarea apelor subterane, se impune legarea în serie a două sau a mai multor pompe centrifuge. La legarea în serie, aspiră din bazin doar pompa *1* (fig. XXIII.128, *b*), iar conducta de refulare a acesteia constituie conductă de aspirație pentru pompa *2*. Presiunea agregatului astfel format este suma presiunilor celor două pompe. Pentru o funcționare în condiții corespunzătoare a agregatului, se impune ca debitele pompelor legate în serie să fie egale.

Caracteristica de funcționare a agregatului se obține prin însumarea presiunilor pentru aceleași valori ale debitului (fig. XXIII. 129, *b*). Prin intersectarea caracteristicii (*1* + *2*) a agregatului cu caracteristica rețelei de conducte, se obține *punctul de funcționare a agregatului*.

### 3.3.6. REGLAREA POMPELOR CENTRIFUGE

În scopul adaptării parametrilor de funcționare ai pompelor centrifuge la caracteristicile regimului de exploatare, sau pentru o modificare temporară a parametrilor, se folosesc diferite metode de reglaj. În astfel de situații nu se impune ca pompele să



funcționeze cu randament maxim. Pentru o utilizare pe scară largă a unei metode de reglaj, se impune ca pierderile de energie ce însoțesc reglajul să fie cît mai mici și reglajul să fie ușor de realizat.

Reglarea pompelor centrifuge se poate realiza prin diferite metode: *prin vană, prin variația turației, prin modificarea montajului, prin modificarea paletajului* și *prin metode speciale*. Din punctul de vedere al industriei miniere prezintă interes doar primele trei metode.

**Reglarea prin vană.** Cea mai simplă și des utilizată metodă de reglaj este obturarea parțială printr-o vană a conductei de refulare sau eventual a conductei de aspirație.

În cazul folosirii vanei de reglaj în conducta de refulare, prin micșorarea secțiunii de trecere crește rezistențele hidraulice și punctul de funcționare $F$ al pompei (fig. XXIII. 127) obținut cu vana complet deschisă se deplasează în $F'$, ca urmare a schimbării poziției caracteristicii conductei. Astfel, debitul se micșorează la valoarea $Q'$. Prin închiderea treptată a vanei, punctul de funcționare se deplasează pe caracteristică spre zona debitelor mici, pînă la axa ordonatelor.

**Reglarea prin variația turației.** Ținînd seama de randamentul ridicat al acestei metode, ea se recomandă a se utiliza totdeauna cînd motorul de acționare permite o modificare a turației pompei.

Dependența parametrilor de funcționare ai pompei în funcție de turația rotorului este caracterizată prin relațiile:

$$Q_1/Q_2 = n_1/n_2 \tag{3.44}$$

$$H_1/H_2 = n_1^2/n_2^2 \tag{3.45}$$

$$P_1/P_2 = n_1^3/n_2^3 \tag{3.46}$$

Din aceste relații rezultă că debitul variază direct proporțional cu turația, înălțimea de refulare cu pătratul, iar puterea de acționare cu cubul turației.

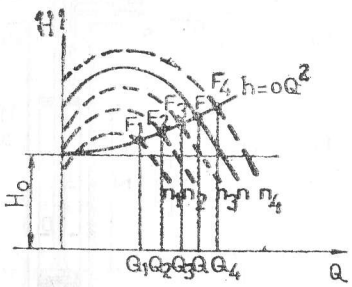



Fig. XXIII.130. Caracteristicile de reglaj prin variația turației.

Datorită modificării poziției caracteristicii de funcționare a pompei în funcție de turație (fig. XXIII.130), punctul de funcționare $F$ obținut pentru turația nominală se deplasează în pozițiile $F_1 - F_4$, pentru care corespund debitele $Q_1 - Q_4$ și turațiile $n_1 - n_4 (n_1 > n > n_3 > n_2 > n_1)$.

**Reglarea prin modificarea montajului.** Una din variantele acestei metode constă în demontarea unui anumit număr de rotoare cu scopul micșorării presiunii, în conformi-

tate cu caracteristicile rețelei hidraulice. Randamentul acestei variante de reglaj este superior reglării prin vană. Poate fi utilizată însă numai în cazurile în care modificarea parametrilor de funcționare ai pompei se impune la intervale mari de timp.

O altă variantă a acestei metode de reglaj constă în legarea în paralel sau în serie a pompelor, cum s-a arătat în 3.3.5. Astfel se poate obține o modificare în limite largi, a presiunii și a debitului cu randament relativ ridicat. Această metodă se utilizează des la evacuarea apelor din subteran.

## 3.4. POMPE CU AER COMPRIMAT

Pentru evacuări locale de apă sau cînd afluența de apă a minei este redusă și jompul unui puț poate face față ca lucrare de colectare definitivă, se pot utiliza și pompe cu aer comprimat sau hidroelevatoare. Utilizarea acestor dispozitive pentru evacuarea apelor în cazul săpării puțurilor a fost prezentată în secțiunea XIX din volumul III al prezentei lucrări.

### 3.4.1. POMPE CU AER COPRIMAT CU FUNCȚIONARE DISCONTINUĂ

Aceste pompe (fig. XXIII.131,*a*) se caracterizează printr-o funcționare ciclică. Sînt formate din cilindrul *1*, umplut cu apă pînă la un anumit nivel și obturat la partea inferioară prin supapa de aspirație *3*. Cilindrul este racordat la rețeaua de aer comprimat prin conducta *4* și ventilul *6*, iar evacuarea aerului în atmosferă se efectuează prin conducta *5* și ventilul *7*.

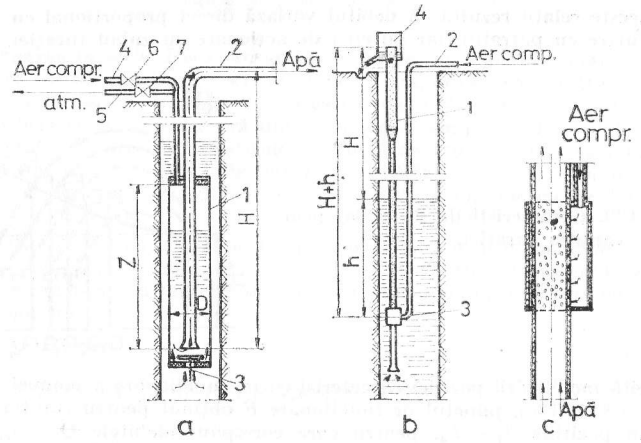



Fig. XXIII.131. Schema de principiu a pompelor cu aer comprimat :
*a* — pompă cu cilindru ; *b* — pompă cu aerlift ; *c* — cameră de amestec.



Prin deschiderea ventilului *6* (ventilul *7* închis), aerul comprimat intră în cilindrul de lucru *1* și datorită presiunii exercitate asupra apei, aceasta este evacuată prin conducta de refulare *2*. La deschiderea ventilului *7* (ventilul *6* închis), aerul este evacuat în atmosferă, iar apa intră în cilindrul de lucru prin supapa *3* și ciclul se repetă. Comanda alternativă a ventilelor *6* și *7* se face de obicei automat, la anumite intervale de timp. Aceste pompe pot fi folosite la evacuarea apelor cu multe impurități. Randamentul lor poate atinge 50 %. Debitul lor este direct proporțional cu dimensiunile cilindrului și cu presiunea aerului comprimat, iar înălțimea de refulare este o funcție directă a presiunii.

### 3.4.2. POMPE CU AER COMPRIMAT CU FUNCȚIONARE CONTINUĂ (POMPE AERLIFT)

Pompele cu aerlift (fig. XXIII. 131, *b*) sînt compuse din conducta de refulare *1* și din conducta de aer comprimat *2*, legate între ele prin intermediul camerei de amestec *3*. Prin insuflarea aerului comprimat în camera de amestec, se formează o emulsie cu densitatea mai mică decît a apei. Sub acțiunea presiunii coloanei de apă, corespunzătoare adîncimii de scufundare *h* și a forței ascensionale a bulelor de aer, amestecul se ridică în conducta de refulare. În camera deschisă *4* se face separarea aerului de apă, iar apa este evacuată în canale. În fig. XXIII.131, *c* este prezentată una din variantele constructive ale camerei de amestec. Deoarece diametrul bulelor de aer nu trebuie să depășească 6 mm, introducerea aerului comprimat în conducta de refulare se face printr-o porțiune cu perforații a conductei sau printr-un filtru de tablă perforată.

Deși construcția este simplă și prezintă siguranță în funcționare prin lipsa pieselor în mișcare, datorită randamentului scăzut (20—30 %), domeniul lor de utilizare este restrîns : săparea puțurilor, sonde inundate, lucrări de hidromecanizare, transportul nămolului.

*Debitul pompei* poate fi determinat cu relația :

$$Q = CD^{2,5} \quad [\mathrm{m^3/h}] \tag{3.47}$$

în care $D$ este diametrul mediu al conductei de refulare, cm ; $C$ — coeficient de debit :

$$C = 0{,}125 \sqrt{\frac{h(k-1)\left(\frac{1}{\alpha}-1\right)}{(kq_{min}+1)^2 \frac{d^5}{D_s^4} + 0{,}022 \frac{h}{\alpha}\left[1+k\left(\frac{1}{\alpha}-1\right)\right]^2}} \quad [\mathrm{m^3/h}] \tag{3.48}$$

$h$ — adîncimea de scufundare a camerei de amestec, m ; $d$ — diametrul părții de jos a conductei de refulare, m ; $D_s$ — diametrul părții superioare a conductei de refulare, m ; $q_{min}$ — consumul specific minim de aer la presiunea atmosferică, $\mathrm{m^3/m^3}$ apă ;

$$q_{min} = \frac{H}{23 \lg\left(\frac{h}{10}+1\right)} \quad [\mathrm{m^3 aer/m^3 apă}] \tag{3.49}$$

$$k = q/q_{min} \tag{3.50}$$

$$k = 2{,}17 + 0{,}0164\,H \tag{3.50, a}$$

$H$ — înălțimea de refulare, m ; $q$ — consumul specific real de aer la presiunea atmosferică, m³/m³ apă ; $\alpha$ — adîncimea relativă de scufundare :

$$\alpha = \frac{h}{H + h} \tag{3.51}$$

Se recomandă $\alpha = 0{,}35 - 0{,}7$

Valoarea maximă a coeficientului $C$ și prin urmare a debitului se obține pentru $k = k_0$ :

$$k_0 = 1 + \sqrt{1 + \frac{10\,q_{min} + \frac{h}{\alpha}\left(\frac{2}{\alpha} - 1\right) + 5}{50 q_{min}^2 \frac{d^5}{D_s^4} + \frac{h}{\alpha}\left(\frac{1}{\alpha} - 1\right)^2}} \tag{3.52}$$

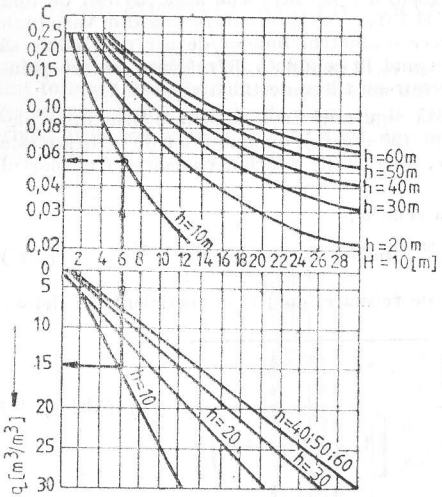



Fig. XXIII.132. Nomogramă pentru determinarea parametrilor pompelor cu aerlift.

*Randamentul pompei* aerlift este dat de expresia :

$$\eta = \frac{q_{min}}{q_{min} + k\,\dfrac{0{,}085\left(\dfrac{h}{10} + 1\right)(1 - \alpha)}{CD^{0,5}}} \tag{3.53}$$



În scopul determinării coeficientului $C$ și a consumului specific de aer pentru diferite adîncimi de scufundare și înălțimi de refulare, pot fi utilizate nomogramele din fig. XXIII. 132, alcătuite pe baza relațiilor de mai sus. De exemplu, pentru un debit de 25 m³/h impus, o înălțime de refulare $H = 60$ m, o adîncime de scufundare $h = 10$ m, rezultă $C = 0{,}052$ și $q = 15$ m³/m³. Din relația (3.47), diametrul necesar al conductei de refulare va fi :

$$D = \left(\frac{Q}{C}\right)^{1/2,5} = \left(\frac{25}{0{,}052}\right)^{1/2,5} = 11{,}82 \text{ cm}$$

Se adoptă $D = 120$ mm.

Raportul dintre diametrul conductei de refulare și al conductei de aer comprimat este, în general, 3 : 1.

Viteza de deplasare a aerului în conductă se adoptă în limitele 15 – 20 m/s.

Presiunea necesară a aerului comprimat la compresor :

$$p_a = \frac{h}{10} + \Delta p \qquad [\text{bar}] \tag{3.54}$$

unde $\Delta p$ reprezintă pierderi de presiune pe conducte, bar.

## 3.5. HIDROELEVATOARE

Hidroelevatoarele sînt dispozitive de evacuare a apelor bazate pe depresiunea creată în jurul unui ajutaj prin care trece apa cu viteză mare. Apa sub presiune din conducta *1* (fig. XXIII.133) trece prin ajutajul *2*, ajungînd în confuzorul *3*, de unde antrenează aerul și, ca urmare a depresiunii create, prin conducta de aspirație *4* pătrunde apa în camera de amestec *5*. Aici are loc amestecul celor doi curenți de lichid cu viteze diferite. O parte din energia jetului ce trece prin ajutaj se transmite lichidului aspirat. Transformarea presiunii dinamice în presiune statică se realizează în difuzorul *6*, apoi amestecul pătrunde în conducta de refulare *7*.

Distanța de la ajutaj la camera de amestec trebuie astfel aleasă încît să rezulte o valoare maximă a debitului aspirat.

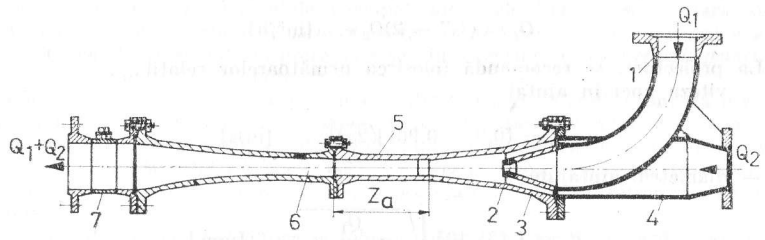



Fig. XXIII.133. Hidroelevator cu conductă de aspirație axială.

Randamentul elevatorului hidraulic este dat de relația

$$\eta = \frac{1{,}1\ Q_2 H_g}{Q_1(H_1 - H_3)} \tag{3.55}$$

în care $Q_2$ este debitul aspirat, m³/h ; $H_g$ —înălțimea geodezică (diferența de nivel între aspirație și refulare), $mH_2O$ ; $Q_1$ — debitul de apă sub presiune, m³/h ; $H_1$ — presiunea jetului activ, $mH_2O$ ; $H_3$ — presiunea la ieșirea din difuzor, $mH_2O$.

Coeficientul de amestec este definit de raportul debitelor,

$$\beta = Q_2/Q_1 \tag{3.56}$$

iar coeficientul de presiune, de raportul presiunilor :

$$k = 1{,}1\ H_g/H_1 \tag{3.57}$$

Domeniul de variație, precum și corelația între acești coeficienți sînt prezentat în fig. XXIII.134.

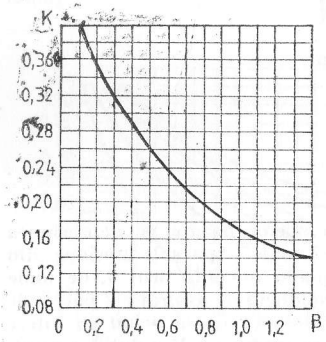



Fig. XXIII.134. Corelație între coeficienții de presiune și de amestec la hidroelevatoare.

Cu o oarecare aproximație randamentul poate fi exprimat și prin relația

$$\eta = k\beta \tag{3.58, a}$$

În general, pentru o funcționare rațională, se consideră :

$$Q_1 = (1{,}7 - 2)Q_2 \qquad [m^3/h]$$

La proiectare, se recomandă folosirea următoarelor relații :

— viteza apei în ajutaj

$$v_1 = (0{,}9 - 0{,}96)\sqrt{2gH_1} \qquad [m/s] \tag{3.58}$$

— diametrul ajutajului

$$d_1 = 1{,}13 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{Q_1}{3600\ v_1}} \qquad [mm] \tag{3.59}$$



— viteza apei în camera de amestec

$$v_3 = \frac{Q_1 v_1 + Q_2 v_2}{Q_1 + Q_2} \qquad [m/s] \tag{3.60}$$

în care $v_2 = 1 \ldots 1{,}5$ m/s — viteza apei în conducta de aspirație ;

— diametrul camerei de amestec

$$d_3 = 1{,}13 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{Q_1 + Q_2}{3600\ v_3}} \qquad [mm] \tag{3.61}$$

— lungimea minimă necesară a camerei de amestec

$$l_{amin} = (7{,}8\ d_3 \sqrt[4]{d_1})^{0{,}8} \qquad [mm] \tag{3.62}$$

— lungimea constructivă a camerei de amestec

$$l_a = l_{amin} + d_3 \qquad [mm] \tag{3.63}$$

Ajutajul se montează la distanța $0{,}4\ l_a$ față de camera de amestec.

Secțiunea de ieșire a difuzorului se adoptă de 6 ori mai mare decît secțiunea camerei de amestec ;

— diametrul de ieșire al difuzorului

$$d_4 = 1{,}13 \sqrt{6\ \frac{\pi d_3^2}{4}} \qquad [mm] \tag{3.64}$$

— lungimea difuzorului

$$l_4 = 10\ d_3 \qquad [mm] \tag{3.65}$$

Hidroelevatoarele prezintă avantajul că pot vehicula ape încărcate cu impurități mecanice, în schimb randamentul este foarte scăzut ($\eta \approx 0{,}2$). Înălțimea de refulare maximă rațională este de 100 $mH_2O$.

## 3.6. CONDUCTE ȘI ARMĂTURI

Conductele formează elementele principale ale rețelei hidraulice. În afara conductelor, rețeaua cuprinde *piesele de îmbinare* (flanșe) *și de racordare* care fac legătura între tronsoanele de conducte așezate în prelungire sau în direcții diferite, *suporții pentru fixarea conductelor*, *armăturile* și *aparatele de măsură*.

Conductele se caracterizează prin materialul din care se confecționează precum și prin diametrul lor. În prezent în industria minieră din țară, în rețelele de evacuare a apelor se utilizează, în general, conducte de oțel cu caracteristicile tehnice conform STAS 7656-80, 7657-80, 404/1-87, 530/1-87. La presiuni joase (pînă la 10—15 bar) și ape acide se mai utilizează conducte de fontă protejate interior cu bitum sau cu vopsea de protecție.

La montarea rețelei hidraulice se folosesc piese fasonate de racordare și de îmbinare. În unele cazuri conductele de oțel pot fi îmbinate doar prin sudură, fără piese

speciale. Pentru îmbinare se folosesc, în general, flanșele. Îmbinarea cu flanșe poate fi realizată ca în fig. XXIII. 135, *a* și *b*. La capătul conductei *1* se sudează flanșa joasă *2* (fig. XXIII. 135, *a*), iar îmbinarea capetelor se face cu flanșele inelare *3*, prin intermediul unor șuruburi. La varianta din fig. XXIII. 135,*b* există o singură flanșă *2*, sudată la capătul conductei *1*. Flanșa este prevăzută cu găuri periferice în care se introduc șuruburile de îmbinare. Flanșele se confecționează cu fețe plane la presiuni mici, iar la presiuni mari se prevăd cu un canal respectiv cu nervură inelară. Între fețele flanșelor se introduc garniturile de etanșare (cauciuc, pînză cauciucată, carton îmbibat cu ulei, material sintetic, clincherit etc.).

Diametrul conductelor trebuie astfel adoptat încît să satisfacă atît cerințele tehnice cît și cele economice (cheltuieli de investiție și de exploatare minime).

Cunoscînd debitul și adoptînd viteza de deplasare a apei (0,8—1,5 m/s în conducta de aspirație și 1,5—2,2 m/s în conducta de refulare), diametrul interior necesar al conductei este :

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{3600\ \pi v}} \quad [\text{m}] \qquad (3.66)$$

unde debitul $Q$ se introduce în m³/h, iar viteza $v$ în m/s.

Selectînd toate diametrele standardizate cuprinse între cele rezultate pentru limitele inferioară și superioară ale vitezei, se determină pentru fiecare cheltuielile de investiție și de exploatare. Se va adopta diametrul pentru care suma cheltuielilor este minimă.

Grosimea necesară a pereților conductelor se determină cu relația :

$$\delta = \frac{pD}{2\sigma_a} + C \quad [\text{mm}] \qquad (3.67)$$

în care $p$ este presiunea din conductă ($p \approx H/10$), daN/cm² ; $D$ — diametrul interior, mm ; $\sigma_a = 700 \ldots 900$ daN/cm² — efortul specific admisibil ; $C = 1 \ldots 4$ mm — adaos de acoperire a neregularităților.

După adoptarea unei grosimi standardizate, se determină diametrul exterior al conductei :

$$D_e = D + 2\delta \quad [\text{mm}] \qquad (3.68)$$

Datorită vitezei mai reduse de deplasare a apei în conducta de aspirație, diametrul acesteia rezultă mai mare decît al conductei de refulare, cu cca 25 mm.

La capătul de jos al conductei de aspirație se montează sorbul (fig. XXIII.135, *c* și *d*), avînd rolul de a reține impuritățile mecanice mari conținute în apă. Datorită posibilității de înfundare parțială, suprafața totală a secțiunii orificiilor sitei *1* trebuie să fie de 3—4 ori mai mare decît secțiunea conductei de aspirație.

Clapeta de reținere *2* a sorbului, prevăzută cu garnitură de etanșare, ghidată pe verticală prin tija *3* și nervurile *4* (fig. XXIII.135, c) are rolul de a reține apa în pompă și în conducta de aspirație, înainte de pornirea pompei și după oprirea acesteia. Unele construcții, denumite *sorburi cu golire comandată*, sînt prevăzute cu pîrghia articulată *5* (fig. XXIII.135, *d*), care prin ridicarea lanțului *6* sau a unei tije, ridică la rîndul ei clapeta și permit golirea pompei și a conductelor de aspirație.

La instalațiile miniere de evacuare a apelor, pe conductele de refulare, după vane (în unele cazuri înaintea lor), se montează *ventile de reținere* (fig. XXIII. 135,*e*). Acestea au rolul de a nu permite intrarea apei în pompă din coloana de refulare în cazul opririi



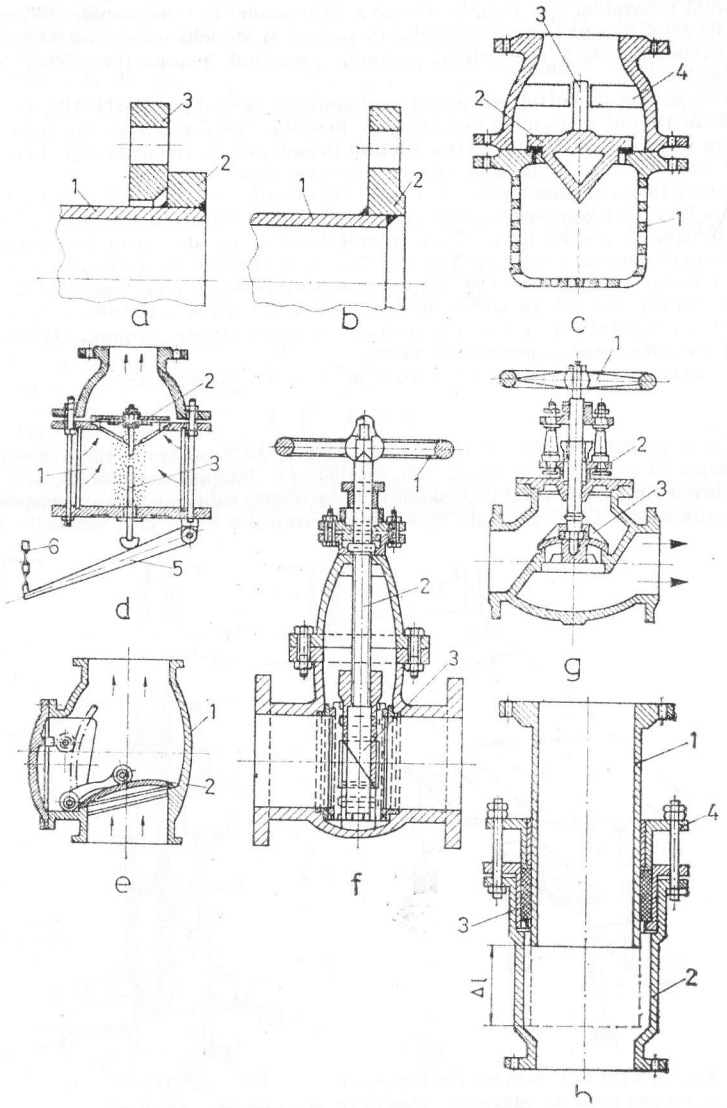



Fig. XXIII.135. Armăturile conductelor.

pompei. Ventilul de reținere se compune din corpul *1* în interiorul căruia se află clapeta articulată rabatabilă *2* ce permite trecerea apei numai în sens ascendent. Clapeta este deschisă de jetul de apă sub presiune dat de pompă și se închide automat sub greutatea coloanei de lichid, odată cu oprirea pompei, protejînd pompa împotriva șocurilor hidraulice.

Între pompă și ventilul de reținere se montează vana (fig. XXIII. 135, *f*). Aceasta se închide în timpul staționării pompei și se deschide treptat la pornirea ei. Prin rotirea într-un anumit sens a roții *1*, tija filetată deplasează pe verticală discul cu pene *3*, închizînd sau deschizînd orificiul pentru trecerea apei.

Uneori în locul vanelor se utilizează ventile (fig. XXIII. 135, *g*). Prin rotirea roții *1*, tija filetată *2* acționează asupra elementului de obturare, deschizînd sau închizînd orificiul de trecere a apei. La montare trebuie ținut seama de sensul de trecere a apei.

În cazul unor adîncimi mai mari de 200 m, pe tronsonul vertical al conductei de refulare se montează la fiecare 150—250 m compensatoare cu presetupe (fig. XXIII.135, *h*), în vederea compensării variațiilor de lungime, ca urmare a variațiilor de temperatură. Elementele de legătură *1* și *2* se intercalează pe conducta de refulare, etanșarea fiind asigurată de garnitura *3*, presată de flanșa *4*.

Variația lungimii conductei în funcție de temperatură este:

$$\Delta l = \alpha \, \Delta t \cdot l \quad [\text{m}] \tag{3.69}$$

unde: $\alpha$ este coeficientul de dilatare liniară ($\alpha = 9 \cdot 10^{-6}$ pentru fontă și $\alpha = 12 \cdot 15^{-6}$ pentru oțel); $\Delta t$ — variația temperaturii, grade; $l$ — lungimea conductei, m.

Schema tip a sistemului de conducte, la instalația subterană de evacuare a apelor, este prezentată în fig. XXIII. 136. Apa este aspirată din bazin prin sorburile *1* și conductele de aspirație *2*. Conductele de legătură *3* permit cuplarea fiecărei pompe la oricare dintre conductele de refulare *7*. Acest lucru este asigurat prin ramificațiile intermediare prevăzute cu cîte două vane de distribuție *6*. Agregatele de pompe sînt legate de aceste ramificații prin intermediul ventilelor de reținere *5* și a vanelor de reglare *4*.

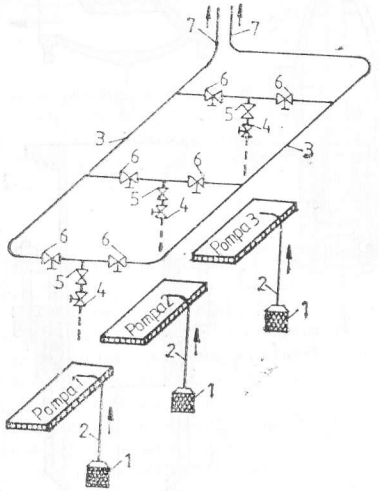



Fig. XXIII.136. Schema de dispunere a conductelor la stații de evacuare a apelor.

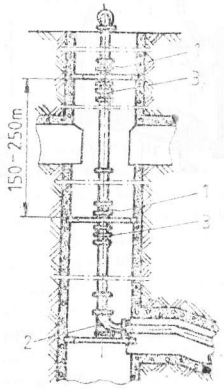



Fig. XXIII.137. Montarea conductei de refulare în puț.



Porțiunea din puț a conductei de refulare (fig. XXIII. 137) este prevăzută cu reazeme de susținere *1* și coturi cu reazeme de susținere *2*. Compensatoarele de dilatare *3* se montează sub reazemele de susținere.

## 3.7. SCHEME ȘI STAȚII DE EVACUARE A APELOR

### 3.7.1. SCHEME DE EVACUARE A APELOR

În general, schema de evacuare a apelor se adoptă în funcție de metoda de deschidere și pregătire a zăcămîntului. Dacă nu este posibilă evacuarea apelor subterane prin galerii de scurgere, se impune amenajarea unor stații de pompare.

În cazul colectării apelor la un singur orizont, evacuarea poate fi *directă*, printr-o singură stație (fig. XXIII.138, *a*), sau *în trepte*, prin stații intermediare (fig. XXIII. 138, *b*). Soluția cu stații intermediare se folosește la adîncimi mari, cînd evacuarea într-o singură treaptă nu este posibilă. Apa se pompează de la orizontul de colectare la un orizont superior, iar de aici, cu ajutorul unei alte stații de pompare, se evacuează la suprafață.

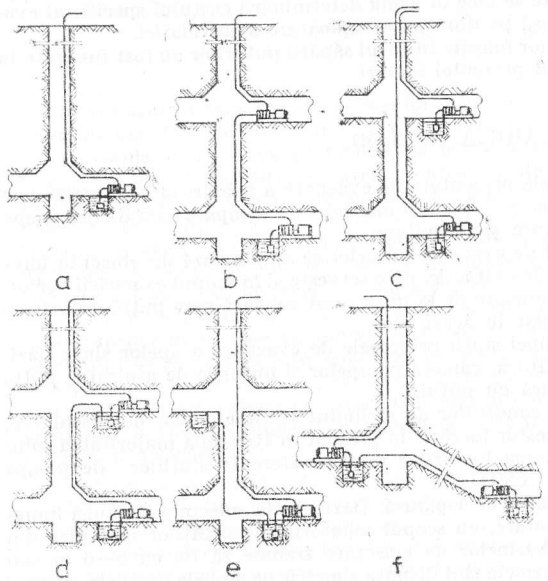



Fig. XXIII.138. Schema de evacuare a apelor.

prafață. Debitul pompelor conectate în treptele de evacuare trebuie să fie același. La această soluție, numai stația de la orizontul de colectare este prevăzută cu bazine de colectare, stațiile superioare fiind înseriate cu aceasta.

În cazul evacuării apelor de la două sau mai multe orizonturi, se întîlnesc următoarele scheme de bază: *evacuarea directă de la fiecare orizont cu stații de pompare independente* (fig. XXIII.138, *c*); *evacuarea printr-o stație principală situată la un orizont superior, în al cărei bazin de colectare se pompează apa de la orizonturile intermediare prin stații individuale* (fig. XXIII.138, *d* și *f*); *evacuarea printr-o stație centrală situată la un orizont de bază, apa colectată la orizonturile superioare fiind coborîtă în bazinul de colectare al acestui orizont* (fig. XXIII. 138, *e*). De la caz la caz, se pot aplica și combinații între aceste scheme.

Din punctul de vedere al investițiilor, schema din fig. XXIII. 138, *c* apare ca cea mai dezavantajoasă, fiind necesară cîte o stație și cîte o coloană de refulare pentru fiecare orizont. Din acest motiv schema se adoptă rar, numai atunci cînd orizonturile sînt complet independente unul de altul.

Schema din fig. XXIII. 138, *e* prin coborîrea la un orizont de bază a apei de la orizonturile intermediare este o soluție avantajoasă din punct de vedere economic, mai ales dacă se utilizează energia apei în cădere (de ex. pentru producerea aerului comprimat). Această schemă se recomandă a se utiliza atunci cînd afluența de apă a orizonturilor superioare este redusă în comparație cu aceea a orizontului de bază.

Schemele din fig. XXIII. 138, *d* și *f* prezintă dezavantajul existenței mai multor stații dependente una de alta, în schimb au avantajul că numai un singur orizont este dotat cu o stație principală, celelalte stații putînd fi mutate după necesități.

În cazul proiectării se stabilesc variantele posibile de evacuare a apelor, iar adoptarea definitivă a variantei aplicate se face în urma determinării costului specific al evacuării redusă la tona de util extrasă pe durata de exploatare a instalației.

Schemele de evacuare a apelor folosite în cazul săpării puțurilor au fost ilustrate în secțiunea XIX din volumul III al prezentei lucrări.

### 3.7.2 STAȚII DE EVACUARE A APELOR

Așa cum rezultă din schemele prezentate de evacuare a apelor, la o întreprindere minieră pot exista atît *stații principale* cît și *stații auxiliare* de pompare care dirijează apa spre bazinele principale de colectare și decantare.

Stațiile principale (centrale) de evacuare a apelor se amplasează de obicei în imediata apropiere a puțului principal de extracție, care servește și în scopul evacuării apelor. Totodată panta tuturor lucrărilor miniere de la un orizont coboară spre puțul de extracție, ceea ce asigură scurgerea apelor în acest sens.

Lucrările miniere aferente unei stații principale de evacuare a apelor sînt: bazinele de colectare și canalele de legătură, camera pompelor și puțurile de aspirație, puțul de distribuție, suitoarea de legătură cu puțul.

Din cauza varietății mari a condițiilor de zăcămînt și a metodelor de deschidere, nu există o amplasare tipizată a acestor lucrări. În prezent în România majoritatea soluțiilor noi adoptate pentru amplasarea lucrărilor miniere aferente stațiilor de pompe coincid cu cea prezentată în fig. XXIII.139.

**Bazinele de colectare și lucrările de legătură.** Bazinele de colectare, pe lîngă înmagazinarea apei, au și rolul de decantare, cu scopul separării impurităților mecanice din apă, înainte de pompare. Vatra bazinelor de colectare trebuie să fie cu 5—6 m sub nivelul vetrei camerei pompelor. Bazinele sînt dispuse simetric pe ambele părți ale camerei pompelor și au o declivitate de 1—2 % spre puțul de distribuție.



Normele de protecția muncii pentru industria minieră în România prevăd ca bazinele de colectare să aibă o capacitate minimă ce permite înmagazinarea debitului de infiltrație pe timp de 12 ore la afluența normală, perioadă necesară înlăturării unor eventuale defecțiuni:

$$V_b = 12\ Q_i \quad [m^3] \tag{3.70}$$

unde $V_b$ este volumul bazinelor de colectare, $m^3$; $Q_i$ — debitul de infiltrație, $m^3/h$.

*Secțiunea bazinelor de colectare* ($S_b$) se determină în așa fel încît viteza de deplasare a apei să permită depunerea particulelor solide, luîndu-se în calcule o viteză de 2 mm/s:

$$S_b = \frac{Q_p - (Q_i + Q_r)}{3600 \cdot 2 \cdot 10^{-3}} \approx 0{,}14\,(Q_p - Q_i - Q_r) \quad [m^2] \tag{3.71}$$

unde $Q_p$ este debitul pompelor, $m^3/h$; $Q_r$ — debitul de apă introdus cu ramb leul hidraulic, $m^3/h$.

Secțiunea bazinelor nu trebuie să depășească 10 $m^2$. La adoptarea secțiunii trebuie să se țină seama că aceasta se va micșora în timp cu cca 20%, din cauza depunerii particulelor solide.

Cunoscîndu-se volumul bazinelor, precum și secțiunea lor și avînd în vedere că pentru asigurarea curățirii trebuie să existe cel puțin două bazine, *lungimea unui bazin*

$$L_b = \frac{V_b}{2S_b} \quad [m] \tag{3.72}$$

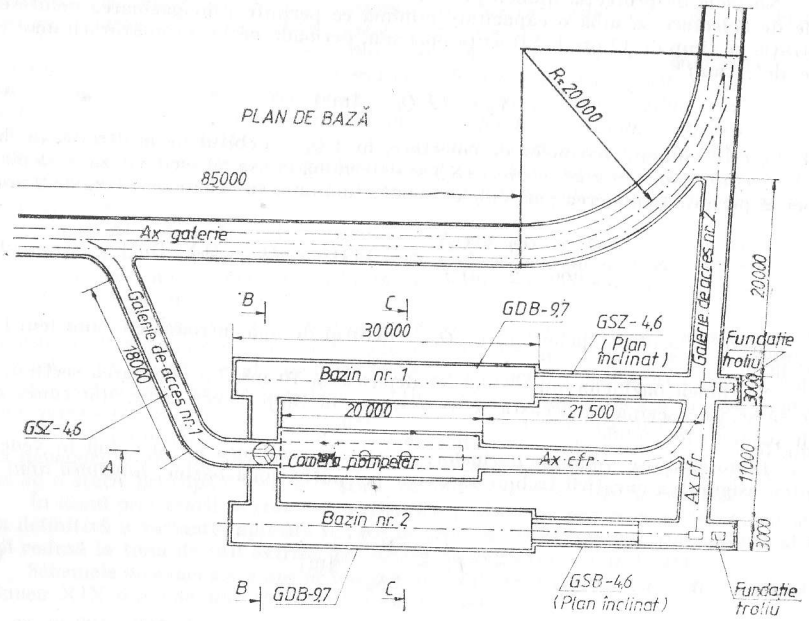
În cazul în care din calcul rezultă o lungime mai mare de 100—120 m, se majorează numărul bazinelor pentru a nu depăși această valoare.

Amplasarea bazinelor trebuie să permită curățarea lor cel puțin o dată la 6 luni, de nămolul depus pe vatră. Pentru curățare se întrerupe accesul apei în bazinul în cauză, iar nămolul se încarcă cu ajutorul unor pompe submersibile, după o diluare prealabilă într-un schip special sau în vagonete care sînt extrase la suprafață. În acest caz pe vetrele bazinelor este montată o linie ferată, iar pentru tracțiunea vagonetelor se folosesc trolii. Încărcarea nămolului în vagonete se poate face și cu mașini de încărcat sau cu screpere.

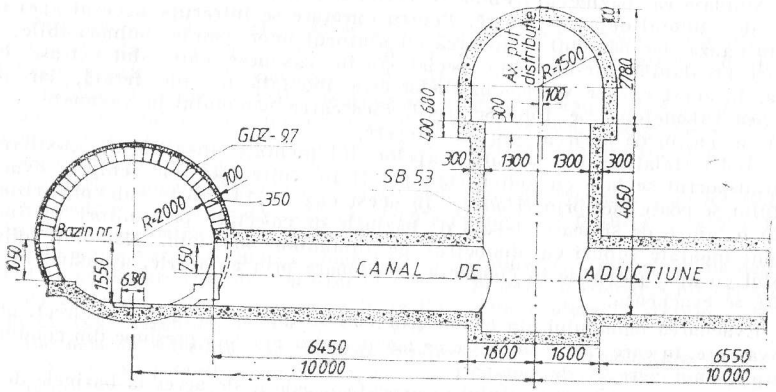
Cînd instalațiile de evacuare a apelor sînt montate lîngă puțuri auxiliare, pe care transportul se face cu colivii care pot fi înlocuite ușor cu schipri, evacuarea nămolului se poate face prin *sifonare*. În acest caz, la 14—16 m sub cota orizontului se sapă o rampă de sifonare, legată de bazinele de colectare prin suitori înclinate în care sînt montate tuburi cu diametrul de minimum 300 mm. Nămolul, diluat în prealabil cu apă, pătrunde în conducta de sifonare prin absorbrie, ajungînd în schip cu care se evacuează.

Evacuarea nămolului din bazinele de colectare poate fi făcută și direct, prin hidroelevatoare, în care caz se folosește ca agent motor apa sub presiune din conducta de refulare a unui agregat de pompare.

În apropierea rampei puțului se execută o galerie de acces la bazinele de colectare, perpendicular pe acestea; din această galerie, se execută planele înclinate care deservesc bazinele. Planele înclinate cu înclinarea de cca 14—15° sînt prevăzute cu cale ferată




SECȚIUNEA B-B





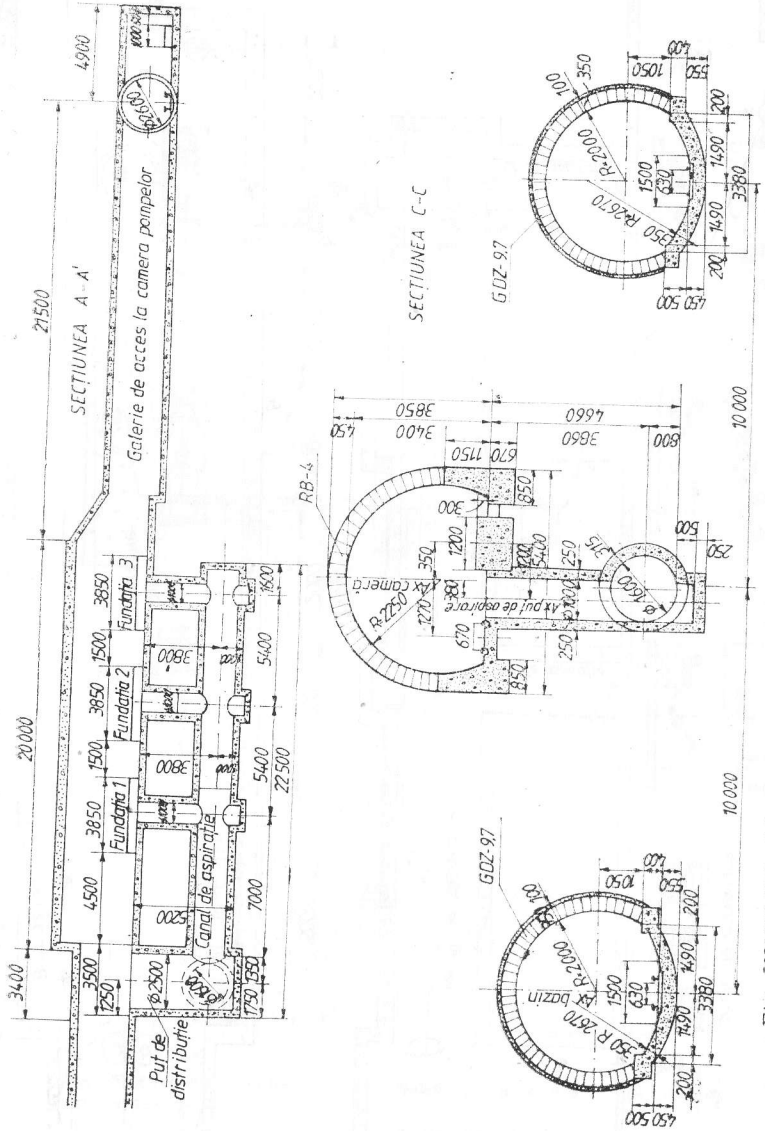
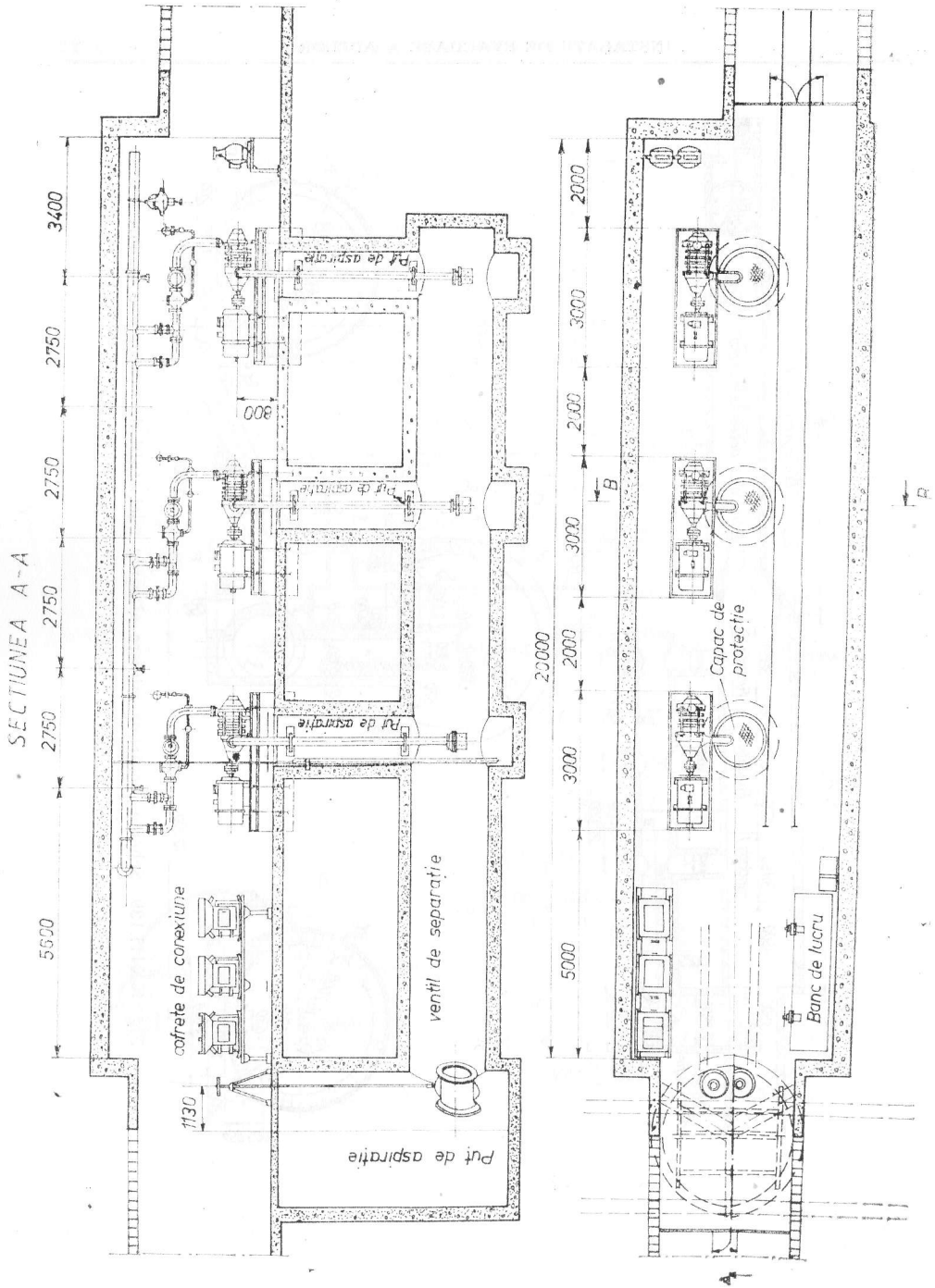




Fig. XXIII.139. Schema lucrărilor miniere aferente unei stații de evacuare a apelor.



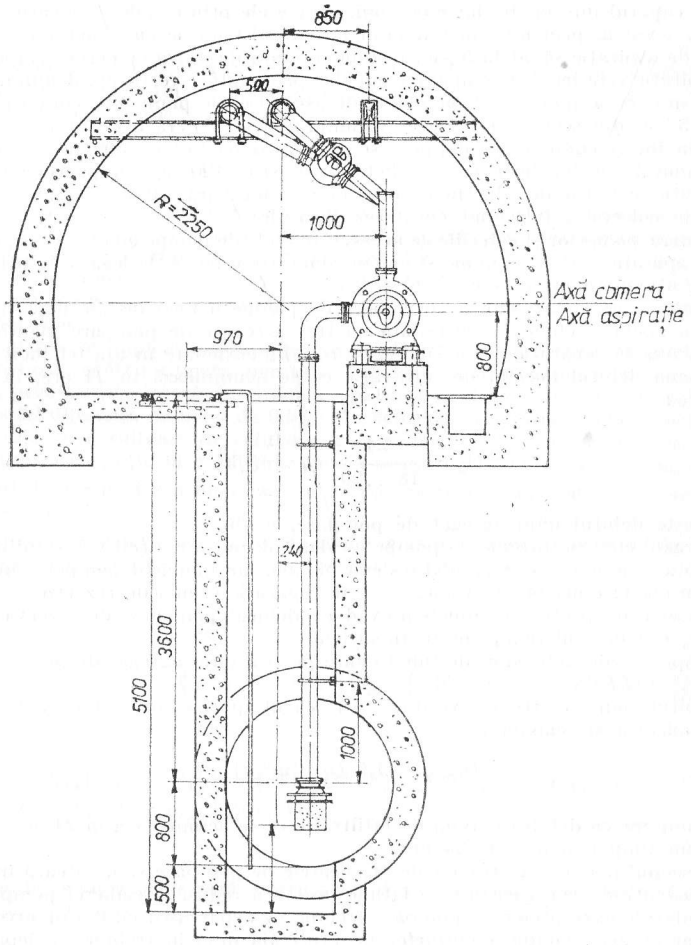




Fig. XXIII.140. Schema de amenajare a camerei pompelor.

ce se continuă cu cea de pe vatra bazinelor de colectare. În dreptul planelor înclinate, în partea opusă a peretelui galeriei de acces, se sapă cîte o nișă în care se montează troliile pentru ridicarea vagonetelor cu nămol în timpul curățării bazinelor. În galeria de acces prin care pătrunde apa în bazinele de colectare se instalează grilaje metalice care reține obiectele mai mari transportate de apă.

La capătul inferior bazinele comunică între ele prin canale de legătură (de aducțiune), iar acestea, prin intermediul unui puț de distribuție care comunică cu canalul principal de aspirație săpat la 5—6 m adîncime față de vatra camerei pompelor. Canalul de aspirație este legat de camera pompelor prin suitori verticale, denumite *puțuri de aspirație*, în care se montează conductele de aspirație ale pompelor, conform celor precizate în 5.9.5. din secțiunea XIX al volumului III al lucrării de față.

Prin intermediul unor conducte scurte cu diametrul de 500 mm, prevăzute cu ventile, montate în doi din pereții de beton dispuși la 120° ce compartimentează puțul de distribuție, canalele de aducțiune pot fi puse în legătură, alternativ sau simultan, cu bazinele de colectare, înlesnind curățarea bazinelor.

**Camera pompelor și galeriile de acces.** Camerele de pompe adăpostesc agregatele de pompare, aparatajul de conexiune și de comandă, conductele de legătură, utilajul auxiliar de montare-demontare etc.

Conform normelor tehnice, o cameră de pompe a unei instalații permanente de evacuare a apelor trebuie să fie dotată cu trei agregate de pompare identice (una în funcțiune, una în reparație și una în rezervă), dimensionate în așa fel încît fiecare să poată evacua debitul normal de infiltrație ce se acumulează în 24 ore, în cel mult 18—20 ore:

$$Q_p = \frac{24}{18\ldots20}\, Q_i \quad [\mathrm{m^3/h}] \tag{3.73}$$

unde $Q_p$ este debitul unui agregat de pompare, $m^3/h$.

În cazul cînd se dispune de pompe cu debitul mai mic decît cel stabilit mai sus, se va adopta funcționarea în paralel a două pompe, iar numărul pompelor instalate va fi cel puțin cinci: două în funcțiune, două în reparație și una de rezervă.

Normele de protecția muncii prevăd ca debitul pompelor de rezervă să fie cel puțin 50% din debitul pompelor în funcțiune.

Timpul minim admisibil de funcționare pe zi a unui agregat de pompare este de 12 ore.

Debitul pompelor trebuie verificat și în cazul apariției afluenței maxime de infiltrație (primăvara și toamna):

$$Q_{i\,\mathrm{max}} = 1{,}5\ Q_i \quad [\mathrm{m^3/h}] \tag{3.74}$$

Se impune ca debitul maxim de infiltrație ce se acumulează în 24 ore să fie evacuat într-un timp mai mic de 24 ore.

Cu scopul unei deserviri comode, agregatele de pompare se montează într-un singur rînd, asigurînd prin aceasta și o lățime necesară redusă a camerei pompelor.

Fundațiile agregatelor de pompare trebuie să depășească cu 0,5 m nivelul vetrei camerei, iar aceasta, conform normelor de protecția muncii, trebuie să depășească cu 0,5 m vatra galeriilor din circuitul puțului. Astfel se mărește siguranța de funcționare a stației de pompe contra înundării ei.

Cu scopul montării și reparării agregatelor de pompare, în camera pompelor se prevăd grinzi suporți pentru scripeți și macarale ușoare.



Dimensiunile camerei pompelor se determină în funcție de gabaritele agregatelor de pompare.

În cazul cînd aparatura de conexiune se află într-o nișă separată, lungimea camerei de pompe este:

$$L = nL_a + a(n+1) \quad [\mathrm{m}] \tag{3.75}$$

unde: $n$ este numărul agregatelor de pompare; $L_a$ — lungimea fundației unui agregat, m; $a$ — distanța dintre fundațiile agregatelor (1,5—2 m).

Lățimea camerei de pompe:

$$B = b + b_1 + b_2 \quad [\mathrm{m}] \tag{3.76}$$

unde: $b$ este lățimea fundației unui agregat, m; $b_1$ — distanța între fundație și peretele camerei din partea căii ferate (1,4 — 2,2 m); $b_2$ — distanța între fundație și peretele camerei din partea puțurilor de aspirație (0,8—1,2 m).

Înălțimea camerei pompelor poate ajunge la 3,5—5 m, în funcție de gabaritul agregatelor de pompare și de înălțimea necesară amplasării grinzilor suport pentru scripeți sau macarale.

În general, se impune folosirea de profile tipizate pentru toate lucrările miniere aferente, inclusiv pentru camera pompelor. Dacă lungimea camerei pompelor depășește 10 m, aceasta este legată de circuitul puțului cu două galerii de acces în pantă, asigurînd astfel diferența de nivel de 0,5 m. În general, camera pompelor este legată de puțul principal cu o suitoare de refulare care trebuie să aibă o înclinare de 25—30°, făcînd joncțiunea cu puțul la o înălțime de cel puțin 7 m față de vatra camerei.

Modul de amenajare a unei camere de pompe cu trei agregate este prezentat în fig. XXIII. 140.

La instalațiile de evacuare a apelor cu caracter permanent, operațiile de amorsare, pornire și oprire a agregatelor de pompare sînt automatizate.

# 4. INSTAȚII DE AER COMPRIMAT

## 4.1. BAZELE TERMODINAMICE ALE FUNCȚIONĂRII COMPRESOARELOR

**Mărimile de stare principală a aerului.** *Volumul specific* $v$, sau volumul care conține un kg de aer, are valoarea:

$$v = \frac{V}{G} \quad \left[\frac{\mathrm{m^3}}{\mathrm{kg}}\right]$$

unde $V$ este volumul aerului, iar $G$ este greutatea aerului cuprins în volumul $V$.

*Masa volumică* a aerului (greutatea specifică), care indică greutatea unui m³ de aer, are valoarea:

$$\gamma = \frac{G}{V}\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]^*$$

Se observă că:

$$\gamma v = 1\,;\ \text{adică}\ \gamma = \frac{1}{v}\ \text{respectiv}\ v = \frac{1}{\gamma}$$

*Presiunea p* reprezintă forța uniform exercitată pe unitatea de suprafață.

În tehnică unitatea de măsură folosită este *barul* și reprezintă presiunea de 10 N/cm² respectiv $10^2$ N/m². Ca înălțime a unei coloane de lichid, bar-ul reprezintă înălțimea unei coloane de mercur de 750,06 mm, sau 10,2 m coloană de apă.

Exprimat în kgf/m², 1 bar = 10200 kgf/m².

Atmosfera tehnică reprezintă presiunea de 1 kgf/cm² respectiv 10000 kgf/m².

Exprimată în m coloană de lichid, presiunea de o atmosferă tehnică reprezintă 10 m $H_2O$ sau 0,73556 m Hg respectiv 735,6 mm Hg.

Atmosfera fizică corespunde unei presiuni de 1,0332 kgf/cm² = 10332 kgf/m² sau exprimată prin înălțimea unei coloane de lichid ea reprezintă 10,332 m $H_2O$ sau 760 mm Hg ≈ 101357N. Pentru a avea o bază unitară de compareare a volumului de gaz s-a introdus metrul cub normal (Nm³) care reprezintă cantitatea dintr-un gaz care la starea izică normală (temperatură de 0°C și presiunea de 760 mm Hg) ocupă un volum de 1 m³.

La calculele care se fac în domeniul energiei pneumatice, se lucrează întotdeauna cu presiunea absolută, adică cu presiunea indicată de manometru la care se adaugă presiunea atmosferică.

În tabelul XXIII. 25 se pot vedea unitățile de măsură mai des utilizate în executarea calculelor din domeniul energiei pneumatice deci și a compresoarelor, prezentate în cele două sisteme MKfS și SI, factorii de transformare și unitățile deduse.

*Temperatura* se măsoară în mod obișnuit în grade Celsius. În calculele care se fac în domeniul energiei pneumatice, temperatura se exprimă în grade Kelvin. La scara Kelvin, temperatura de −273,15°C este considerată zero absolut. În grade Kelvin temperatura este notată cu $T$ iar în grade Celsius cu $t$.

$$T = 273 + t. \quad [°\text{K}]$$

Temperatura de 20°C în scara Kelvin va fi:

$$T = 273 + 20 = 293°\text{K}$$

iar temperatura de −23°C:

$$T = 273 - 23 = 250°\text{K}.$$

* cînd provoacă solicitări, $\gamma$ se exprimă în kgf/m³ respectiv daN/m³.



*Tabelul XXIII. 25*

**Unități de măsură corespunzînd sistemelor MKfS și SI și factorii de transformare dintr-un sistem în altul**

| Felul mărimilor | Unități de măsură | | Factorii de transformare |
|---|---|---|---|
| | Sistemul MKfS | Sistemul SI | |
| Lungime | m | m | 1 m = 1 m |
| Timp | s | s | 1 s = 1 s |
| Forță | kg = kgf | N | 1 kgf = 9,80665 N |
| Masă | kgf·s²·m⁻¹ | kg | 1 kgf·s²·m⁻¹ = 9,80665 kg |
| Presiune | at | bar | 1 at = $10^4$ kgf·m⁻² = |
| | kgfm⁻² | Nm⁻² | = 0,980665 bar = |
| | | | = 9,80665·$10^4$ Nm⁻² |
| Lucru mecanic, energie | kgfm | | 1 kgfm = 9,80665 J |
| | kcal | J | 1 kcal = 4,1868·$10^3$ J |
| Puterea | kgfms⁻¹ | W | 1 kgfms⁻¹ = 9,80665 W |
| Căldură | kcal | J | 1 kcal = 4187 J = |
| | | | = 4,187 kJ |

*Unități deduse*: at = atmosferă (1 at = $10^4$ kgfm⁻²); J = Joule (1 J = 1 Nm); kcal = kilocalorie (1 kcal = 426,8 kgfm); W = Watt (1 W = 1 J·s⁻¹).

În unele cazuri ecuațiile folosite își păstrează forma în ambele sisteme ale unităților de măsură. Astfel, ecuația generală a gazelor în sistemul MKfS are forma:

$$P \cdot v = RT$$

În sistemul SI, conform regulilor amintite:

$$P\frac{v}{g} = \frac{R}{g} \cdot T \quad \text{sau} \quad P \cdot v = RT$$

**Legile fizice ale gazelor.** Dacă se notează cu $P_1, v_1$ și $T_1$ presiunea inițială, volumul inițial și temperatura inițială a unui gaz și cu $P_2$, $v_2$, $T_2$ aceleași mărimi în stare finală după ce a avut loc o transformare a stării gazului, atunci dacă gazul este supus unei transformări izotermice (la temperatură constantă) conform legii lui Boyle-Mariotte volumele sînt invers proporționale cu presiunile:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{v_1}{v_2}\ \text{respectiv}\ P_1 v_1 = P_2 v_2 = \text{const.} \qquad (4.1)$$

După *legea lui Gay-Lussac*:

— în cazul transformării la presiune constantă (izobară), volumele sînt proporționale cu temperaturile:

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2}{T_1} \qquad (4.2)$$

— în cazul transformării la volum constant (transformare izocoră), presiunile sînt proporționale cu temperaturile:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2}{T_1}$$

Din *legea lui Boyle-Mariotte* și *legea lui Gay-Lussac* se deduce ecuația de stare a gazelor, care pentru gazele ideale este:

$$Pv = RT \tag{4.3}$$

unde: $R$ este constanta gazelor în kgf·m/kg grad în sistem tehnic și Nm/kg·grd sau J/kg·grd în sistemul SI.

Pentru greutatea de gaz (aer) $G$ ecuația de stare are forma:

$$PV = GRT \tag{4.4}$$

unde: $V$ este volumul total al gazului, m³; $G$ — greutatea totală a gazului, kg.

Pentru întreaga cantitate de gaz, în SI ecuația generală a gazelor are forma:

$$PV = mRT. \tag{4.5}$$

Relațiile (4.3), (4.4) și (4.5) au fost deduse pentru gazele ideale. Pentru gazele reale ele pot fi utilizate numai pentru presiuni mici și temperaturi moderate. Cînd nu sînt respectate aceste condiții, apare o schimbare a volumului specific, care trebuie luate în considerare prin ecuația de stare (ecuația generală) a gazelor:

$Pv = \xi RT$ raportată la 1 kg de gaz (4.6)

$PV = \xi GRT$ raportată la $G$ kg de gaz (4.7)

$$\xi = \frac{P \cdot v}{RT} = \frac{v}{v_{id}}$$

unde $v_{id}$ este volumul specific al gazului ideal, m³/kg.

Coeficientul de corecție $\xi$ depinde de presiune, de temperatură și de felul gazului. Valoarea lui a fost stabilită pe baza unor cercetări experimentale, de *Fröhlich*.

La presiuni finale ale aerului pînă la 10 bar și temperatură de 150°C, așa cum se întîmplă la stațiile de compresiune din exploatările miniere, $\xi$ poate fi considerat cu valoarea 1, adică aerul considerat ca un gaz ideal.

**Umiditatea relativă a aerului.** Aerul atmosferic ca și alte gaze sau amestecuri de gaze conțin vapori de apă.

Ca umiditate relativă, $\varphi$, este definit raportul:

$$\varphi = \frac{p_v}{p_s} = \frac{\rho_v}{\rho_s} \tag{4.8}$$

în care: $p_v$ este presiunea parțială a vaporilor de apă din aer, daN/m²; $p_s$ — presiunea vaporilor de apă la saturație, daN/m²; $\rho_v$ — cantitatea de apă conținută de un kg de aer(gaz), kg/m³; $\rho_s$ — cantitatea de apă maxim posibilă ce poate fi conținută de 1 kg de aer (gaz) (la saturație), kg/m³.



Umiditatea relativă a aerului (gazelor) se determină practic cu *psihrometrul lui August*, care constă din două termometre identice, așezate unul lîngă altul, dintre care unul este uscat, iar al doilea are bula învelită cu o pînză care tot timpul este umedă. Este bine ca termometrul uscat să fie legat cu o sfoară care se ține în mînă și din sfoară termometrul să fie mișcat în aer. Se citește temperatura la termometrul uscat, $t_{us}$, și la cel umed, $t_{um}$, și din diferența acestor temperaturi se poate determina presiunea parțială a vaporilor de apă $p_v$:

$$p_v = p_{sum} - C(t_{us} - t_{um}) \frac{p_a}{760} \text{ [mm Hg]} \tag{4.9}$$

unde: $p_{sum}$ este presiunea vaporilor de apă saturați, mm Hg, la temperatura citită pe termometrul umed; $p_a$ — presiunea atmosferică, mm Hg; $c$ — constanta psihrometrului care pentru învelișul umed al bulei termometrului se ia 0,5, iar dacă învelișul bulei umede este înghețat $C = 0{,}445$.

Acesta este cel mai simplu psihrometru, dar sînt aparate perfecționate cu care se poate determina mult mai ușor umiditatea relativă. După ce s-a determinat $p_v$, presiunea de saturație $p_s$ se ia din tabelul XXIII.26.

Valorile lui $p_s$ și $\rho_s$ în funcție de temperatură se văd în tabelul XXIII. 26.

*Tabelul XXIII.26*

**Conținutul de apă al aerului saturat, $\rho_s$, și presiunea de saturație, $\rho_s$, în funcție de temperatura aerului, $t$**

| $t$ [°C] | $p_s$ [mm Hg] | $\rho_s$ [kg/kg] | $t$ [°C] | $p_s$ [mm Hg] | $\rho_s$ [kg/kg] |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 3 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| −15 | 1,238 | 0,00104 | 46 | 75,65 | 0,0714 |
| −14 | 1,357 | 0,00115 | 47 | 79,60 | 0,0755 |
| −13 | 1,486 | 0,00126 | 48 | 83,71 | 0,0799 |
| −12 | 1,627 | 0,00138 | 49 | 88,02 | 0,0846 |
| −11 | 1,780 | 0,00151 | 50 | 92,51 | 0,0895 |
| −10 | 1,946 | 0,00165 | 51 | 97,20 | 0,0947 |
| −9 | 2,125 | 0,00180 | 52 | 102,1 | 0,1003 |
| −8 | 2,321 | 0,00197 | 53 | 107,2 | 0,1061 |
| −7 | 2,532 | 0,00215 | 54 | 112,5 | 0,1123 |
| −6 | 2,761 | 0,00234 | 55 | 118,0 | 0,1189 |
| −5 | 3,008 | 0,00255 | 56 | 123,8 | 0,1259 |
| −4 | 3,276 | 0,00278 | 57 | 129,8 | 0,1333 |
| −3 | 3,566 | 0,00303 | 58 | 136,1 | 0,1412 |
| −2 | 3,879 | 0,00330 | 59 | 142,6 | 0,1495 |
| −1 | 4,216 | 0,00359 | 60 | 149,4 | 0,1585 |
| 0 | 4,579 | 0,00390 | 61 | 156,4 | 0,1680 |
| 1 | 4,93 | 0,00420 | 62 | 163,8 | 0,1783 |
| 2 | 5,29 | 0,00451 | 63 | 171,4 | 0,1888 |
| 3 | 5,69 | 0,00485 | 64 | 179,3 | 0,2005 |
| 4 | 6,10 | 0,00520 | 65 | 187,5 | 0,2219 |

*Tabelul XXIII.26*(continuare

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
|---|---|---|---|---|---|
| 5 | 6,54 | 0,00558 | 66 | 196,1 | 0,2260 |
| 6 | 7,01 | 0,00598 | 67 | 205,0 | 0,2403 |
| 7 | 7,51 | 0,00641 | 68 | 214,2 | 0,2559 |
| 8 | 8,05 | 0,00688 | 69 | 223,7 | 0,2721 |
| 9 | 8,61 | 0,00736 | 70 | 233,7 | 0,2897 |
| 10 | 9,21 | 0,00788 | 71 | 243,9 | 0,3086 |
| 11 | 9,84 | 0,00844 | 72 | 254,6 | 0,329 |
| 12 | 10,52 | 0,00902 | 73 | 265,7 | 0,352 |
| 13 | 11,23 | 0,00964 | 74 | 277,2 | 0,376 |
| 14 | 11,99 | 0,01030 | 75 | 289,1 | 0,403 |
| 15 | 12,79 | 0,01100 | 76 | 301,4 | 0,432 |
| 16 | 13,63 | 0,01174 | 77 | 314,1 | 0,463 |
| 17 | 14,53 | 0,01254 | 78 | 327,3 | 0,499 |
| 18 | 15,48 | 0,01337 | 79 | 341,0 | 0,538 |
| 19 | 16,48 | 0,01425 | 80 | 355,1 | 0,580 |
| 20 | 17,45 | 0,01519 | 81 | 369,7 | 0,628 |
| 22 | 18,65 | 0,01618 | 82 | 384,9 | 0,683 |
| 21 | 19,83 | 0,01724 | 83 | 400,6 | 0,744 |
| 23 | 21,07 | 0,01833 | 84 | 416,8 | 0,813 |
| 24 | 22,38 | 0,01951 | 85 | 433,6 | 0,894 |
| 25 | 23,76 | 0,02077 | 86 | 450,9 | 0,986 |
| 26 | 25,21 | 0,02209 | 87 | 468,7 | 1,093 |
| 27 | 26,74 | 0,02347 | 88 | 487,1 | 1,219 |
| 28 | 28,35 | 0,02493 | 89 | 506,1 | 1,373 |
| 29 | 30,04 | 0,02649 | 90 | 525,8 | 1,559 |
| 30 | 31,82 | 0,02814 | 91 | 546,1 | 1,794 |
| 31 | 33,70 | 0,02988 | 92 | 567,0 | 2,092 |
| 32 | 35,66 | 0,03169 | 93 | 588,6 | 2,491 |
| 33 | 37,73 | 0,03364 | 94 | 610,9 | 3,05 |
| 34 | 39,90 | 0,03569 | 95 | 633,9 | 3,88 |
| 35 | 42,18 | 0,0379 | 96 | 657,6 | 5,25 |
| 36 | 44,56 | 0,0401 | 97 | 682,1 | 7,94 |
| 37 | 47,07 | 0,0425 | 98 | 707,3 | 15,60 |
| 38 | 49,69 | 0,0451 | 99 | 733,2 | 198,2 |
| 39 | 52,44 | 0,0478 | 100 | 760,0 | — |
| 40 | 55,32 | 0,0506 | | | |
| 41 | 58,34 | 0,0536 | | | |
| 42 | 61,50 | 0,0568 | | | |
| 43 | 64,80 | 0,0601 | | | |
| 44 | 68,26 | 0,0637 | | | |
| 45 | 71,88 | 0,0674 | | | |

Dacă aerul umed având starea ($p$ ; $T$ ; $p_s$ ; $\varphi$), se aduce la o altă stare($p'$ ; $T'$ ; $p'_s$) atunci umiditatea relativă $\varphi'$ a noii stări a aerului (gazului) va fi:

$$\varphi' = \varphi \frac{p_s p'}{p'_s p} \tag{4.10}$$



Constanta aerului umed $R_u$, ținînd seama de constanta vaporilor de apă $R_v$ = = 47 kgfm/kg·grd și de a aerului uscat $R$ = 29,27 kgfm/kg·grd, are valoarea:

$$R_u = \frac{R}{1 - \frac{\varphi p_s}{p}\left(1 - \frac{R}{R_v}\right)} = \frac{29{,}27}{1 - 0{,}377\frac{\varphi p_s}{p}} \tag{4.11}$$

($p$ = daN/m²).

În sistemul SI: $R_v$ = 461,94 J/kg·grd și $R$ = 287,04 J/kg·grd

Greutatea volumică a aerului umed, $\gamma_u$, are valoarea:

$$\gamma_u = \frac{1}{T}\left[\frac{p}{R} - \varphi p_s\left(\frac{1}{R} - \frac{1}{R_v}\right)\right] \tag{4.12}$$

În practica construcției de compresoare este introdusă o altă noțiune privind umiditatea și care este notată cu $f$:

$$f = \frac{m_v}{V_N} \quad [\mathrm{g/m^3}] \tag{1.13}$$

unde: $m_v$ este masa vaporilor de apă, g; $V_N$ — metru cub normal de aer (gaz) uscat (0°C, 760 mm Hg), m³.

Valorile lui $f$ se văd în fig. XXIII. 141.

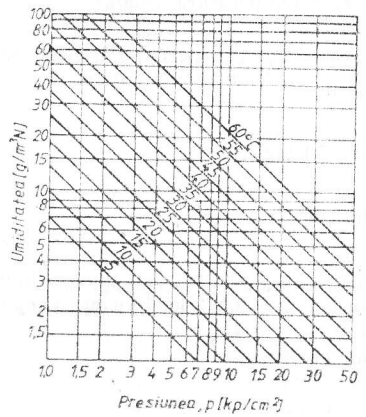



Fig. XXIII.141. Valorile umidității în funcție de presiune și de temperatură.

**Căldura specifică $c_v$ la volum constant și căldura specifică $c_p$ la presiune constantă a gazelor.** Prin căldură specifică la volum constant, $c_v$, se înțelege cantitatea de căldură în kcal sau Joule necesară pentru ridicarea temperaturii unui kg dintr-un gaz cu un grad, volumul său rămînînd constant.

Căldura specifică la presiune constantă, $c_p$, reprezintă cantitatea de căldură în kcal sau Joule necesară pentru ridicarea temperaturii unui kg dintr-un gaz cu un grad, presiunea sa rămînînd constantă.

Căldurile specifice $c_v$ și $c_p$ variază puțin în funcție de temperatură. În tabelul XXIII. 27 se vede valoarea lor pentru aer și oxigen.

*Tabelul XXIII.27*

**Căldurile specifice $c_v$ și $c_p$ în funcție de temperatură pentru aer și oxigen**

| Felul gazului | $c_p$ la : | | | | $c_v$ la : | | | | Exponentul adiabatic |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 0° | 20° | 100° | 200° | 0° | 20° | 100° | 200°C | |
| Aer | 0,240 | 0,240 | 0,241 | 0,245 | 0,171 | 0,173 | 0,173 | 0,176 | 1,4 |
| Oxigen | 0,219 | 0,219 | 0,223 | 0,230 | 0,158 | 0,160 | 0,161 | 0,168 | 1,4 |

Căldura specifică medie la volum constant, $c_{vm}$, și căldura specifică medie la presiune constantă, $c_{pm}$, se pot calcula după relațiile :

$$c_{vm} = c_v + bt_m \quad \text{[kcal/kg·grd] sau [J/kg·grd]}$$

$$c_{pm} = c_p + bt_m \quad \text{[kcal/kg·grd] sau [J/kg·grd]}$$

$$t_m = \frac{t_1 + t_2}{2} \text{ [°C] } (t_1 = \text{temperatură inițială, } t_2 = \text{temperatura finală})$$

$c_p$ și $c_v$ se iau la temperatura de 0°C, iar $b$ pentru aer are valoarea : $b = 0{,}0000376$.

Între cele două călduri specifice există relațiile :

$$c_p = c_v + \frac{1{,}987}{M} \quad \text{[kcal sau J/kg·grd]}$$

$$c_p = c_v + \text{AR} \quad \text{[kcal sau J/kg·grd]}$$

(Pentru aer masa moleculară $M = 29$).

Pînă la presiuni finale de 8 bar și temperaturi finale de 150°C, cele două călduri specifice $c_v$ și $c_p$ pot fi considerate constante cu valorile : $c_v = 0{,}172$ kcal/kg·grd și $c_p = 0{,}241$ kcal/kg·grd, iar exponentul adiabatic $k = c_p/c_v = 1{,}4$.

În sistemul SI, căldurile specifice $c_v$ și $c_p$ au valorile :

$$c_v = 0{,}172 \cdot 4187 = 720{,}16 \quad \text{[J/kg·grd]}$$

$$c_p = 0{,}241 \cdot 4187 = 1009{,}067 \quad \text{[J/kg·grd]}$$

**Stările de transformare a aerului (gazelor) în cazul compresiunii.** Compresiunea aerului, cum este cazul la exploatările miniere sau a gazelor în general, poate fi considerată că se poate face : *izotermic, adiabatic* și *politropic.*



*Compresiunea izotermică* nu se poate realiza practic nici în laborator, fiind un caz ideal cînd lucrul mecanic de compresiune ar fi cel mai mic. Compresiunea se realizează după relația : $P_1v_1 = P_2v_2 = \text{const.}$, adică după izotermă.

*Compresiunea adiabatică* este cazul cel mai nefavorabil de compresiune. În această situație compresiunea se execută după legea :

$P_1v_1^k = P_2v_2^k = \text{const.}$ adică după adiabată. Exponentul adiabatic $k = \frac{c_p}{c_v} = 1{,}4$ pentru aer.

*Compresiunea politropică* este cea mai complexă, toți parametrii gazelor variind concomitent. Este modul practic de comprimare a aerului (gazelor).

Legea după care se face compresiunea politropică este dată de relația :

$P_1v_1^n = P_2v_2^n = \text{const.}$, adică după politropă. Exponentul $n = 1{,}20 \ldots 1{,}35$.

## 4.2. CLASIFICAREA COMPRESOARELOR

În multe țări, în clasificarea compresoarelor sînt incluse și suflantele respectiv turbosuflantele. Avînd în vedere că presiunea creată de acestea este sub 3 bar, nu se va vorbi de ele ci vor fi prezentate numai clasificările compresoarelor.

După gradul de compresiune (raportul dintre presiunea finală și cea inițială) compresoarele se împart în :

— compresoare de joasă presiune, presiune finală 3 — 10 bar ;
— compresoare de presiune medie, presiune finală 10—100 bar ;
— compresoare de presiune mare, presiune finală 100 bar.

După principiul de funcționare compresoarele se clasifică în :

— compresoare cu piston (volumice) ;
— compresoare cu piston rotativ ;
— compresoare centrifuge (turbocompresoare) ;
— compresoare speciale.

Dintre acestea, în industria minieră se folosesc compresoarele cu piston (volumice), turbocompresoarele, iar dintre compresoarele cu piston rotativ, se folosesc compresoarele elicoidale și foarte rar compresoarele cu piston cu palete glisante.

Tot la compresoarele cu piston aparțin și compresoarele cu membrană care nu se folosesc în industria minieră, de aceea nu vor fi amintite.

*Compresoarele cu piston*, la rîndul lor, se pot clasifica după mai multe criterii.

După *acțiunea pistonului* :

— compresoare cu simplu efect, cînd numai o față a pistonului este activă ;
— compresoare cu dublu efect, cînd ambele fețe ale pistonului sînt active.

După *poziția cilindrului* compresorului :

— compresoare cu piston orizontale (fig. XXIII. 142, *a*) ;
— compresoare cu piston verticale (fig. XXIII. 142, *b*) ;
— compresoare cu piston cu cilindri așezați în formă de unghi (sau L) (fig. XXIII. 142, *c*) ;

— compresoare cu piston orizontale cu cilindri opuși (fig. XXIII. 142, *d*);
— compresoare cu piston cu cilindri în formă de V (fig. XXIII. 142, *e*);
— compresoare cu piston cu cilindri în formă de W (fig. XXIII. 142, *f*);
— compresoare cu piston cu cilindri în formă de stea (fig. XXIII. 142, *g*).

După *debit*, compresoarele cu piston se clasifică în:

— compresoare cu debite foarte mici, sub 1 $m^3$/min;
— compresoare cu debite mici, de la 1 la 10 $m^3$/min;

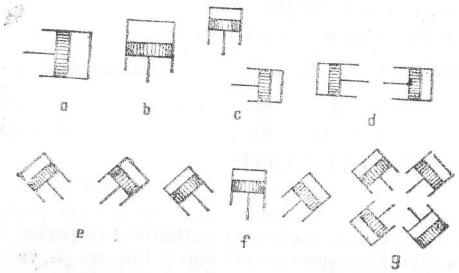



Fig. XXIII.142. Clasificarea compresoarelor cu piston după poziția cilindrilor.

— compresoare cu debite mijlocii de la 10 la 50 $m^3$/min;
— compresoare cu debite mari, de la 50 la 100 $m^3$/min;
— compresoare cu debite foarte mari, peste 100 $m^3$/min, care de altfel se construiesc foarte rar.

În funcție de *numărul de trepte în care se face comprimarea aerului*, compresoarele cu piston pot fi cu una sau mai multe trepte.

După *modul de conducere a gazului în cilindru* compresoarele cu piston se clasifică în:

— compresoare cu piston cu flux continuu (fig. XXIII. 143, *a*);

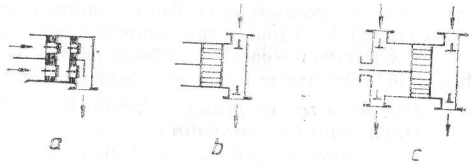



Fig. XXIII.143. Clasificarea compresoarelor cu piston după modul de intrare a aerului în cilindri.

— compresoare cu piston cu flux alternativ cu simplu efect (fig. XXIII. 143, *b*);
— compresoare cu piston cu flux alternativ cu dublu efect (fig. XXIII. 143, *c*).

În fig. XXIII. 144 se vede clasificarea generală a compresoarelor, inclusiv a suflantelor.



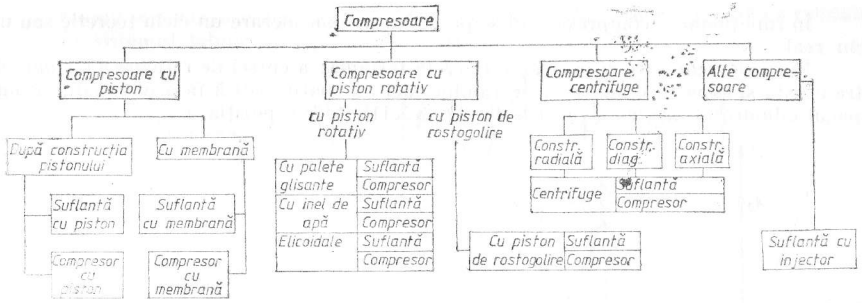



Fig. XXIII.144. Clasificarea generală a compresoarelor.

## 4.3. COMPRESOARE CU PISTON

Compresoarele cu piston sînt mașini de lucru care, prin mișcarea unuia sau a mai multor pistoane în cilindri, comprimă aerul de la presiunea atmosferică la o presiune mai mare, crescînd prin aceasta greutatea volumică a gazului comprimat. Domeniul de utilizare a compresoarelor cu piston este foarte mare dacă se ia în considerare industria minieră, chimică, tehnica frigului, construcția de mașini etc.

Compresoarele cu piston se construiesc astăzi pînă la presiuni finale de 2000 bar și chiar mai mult. Pentru debite mici de gaze, compresoarele cu piston sînt superioare turbocompresoarelor.

La un grad de compresiune de 11, limita utilizării compresoarelor cu piston se găsește la un debit aproximativ de 10 000 $m^3$/h. Pentru grade de compresiune mai mari ca 11, exceptînd cîteva cazuri speciale, sînt potrivite numai compresoarele cu piston. Acolo unde trebuiesc comprimate debite mari la presiuni înalte se folosesc, de cele mai multe ori, instalații combinate, adică se face o precomprimare cu piston, deoarece după precomprimare, în compresorul cu piston debitul acestuia respectiv volumul pe unitatea de timp este mai mic.

### 4.3.1. COMPRESOARE CU PISTON CU O SINGURĂ TREAPTĂ

**Ciclul teoretic al compresorului.** Compresorul cu piston cu o singură treaptă se compune din cilindrul *C* (fig. XXIII. 145), pistonul *p*, supapa de aspirare $S_a$, supapa de refulare $S_r$, conducta de aspirație $C_a$, filtrul *f*, conducta de refulare $C_r$, avînd intercalat între ea și compresor, în imediata apropiere a acestuia, rezervorul tampon $R_2$.

Prin mișcarea pistonului *p* în interiorul cilindrului *C* spre dreapta, se creează o depresiune, iar sub acțiunea presiunii atmosferice se deschide supapa de aspirare și aerul intră în cilindru.

La deplasarea inversă a pistonului, se închide supapa de aspirare și se produce comprimarea și refularea aerului. Datorită presiunii aerului din interiorul cilindrului se deschide supapa de refulare și aerul comprimat este evacuat, după care ciclul se repetă.

În funcționarea compresorului se poate lua în considerare un ciclu teoretic sau un ciclu real.

În cazul *ciclului teoretic* se admite că la terminarea cursei de refulare a pistonului, între acesta și capacul cilindrului nu rămîne nici un spațiu, adică fața pistonului atinge capacul cilindrului, așa cum se vede în fig. XXIII. 145 la poziția *3*.

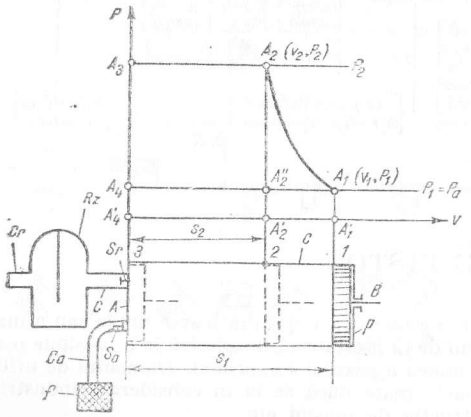



Fig. XXIII.145. Principiul de funcționare a compresorului cu piston cu o singură treaptă.

De asemenea, se admite că în timpul aspirației, aerul din cilindrul compresorului are aceeași presiune și temperatură ca și aerul atmosferic, iar aerul refulat are temperatura și presiunea aerului din conducta de refulare.

*Lucrul mecanic de compresiune pe ciclul teoretic izotermic* se calculează cu relația :

$$L_{comp\ izot} = 2{,}303\ P_1 v_1 \lg \frac{P_2}{P_1} \left[\frac{\text{daNm}}{\text{kg aer}}\right] \quad \text{în sistemul tehnic,} \qquad (4.14)$$

în care : $P_1$ este presiunea aerului aspirat, daN/m$^2$ : $v_1$ — vlumul specific al aerului aspirat, m$^3$/kg ; $P_2$ — presiunea finală a aerului, daN/m$^2$.

În sistemul SI :

$$L_{comp\ izot} = 2{,}303\ P_{1N} v_1 \lg \frac{P_2^*}{P_1} \left[\frac{\text{Nm}}{\text{kg aer}}\right] \qquad (4.14, a)$$

unde $P_{1N}$ este presiunea aerului aspirat exprimată în N/m$^2$ ; $P_{1N} = 9{,}81\ P_1$.

* Cînd presiunile finală și inițială se găsesc sub formă de raport în expresiile de calcul, ele pot fi exprimate în orice fel de unități de măsură, dar de obicei se exprimă în bar.



*Lucrul mecanic de compresiune pe ciclul teoretic adiabatic* se calculează cu relațiile :
În sistemul tehnic de unități de măsură :

$$L_{comp\ ad} = \frac{k}{k-1} P_1 v_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]\left[\frac{\text{daN m}}{\text{kg aer}}\right] \qquad (4.15)$$

sau

$$L_{comp\ ad} = \frac{k}{k-1} (P_2 v_2 - P_1 v_1) \left[\frac{\text{daN m}}{\text{kg aer}}\right] \qquad (4.16)$$

unde $P_1$, $P_2$ $v_1$ au aceeași semnificație ca și în cazul ciclului izotermic ; $v_2$ este volumul specific al aeruiui comprimat (stare finală), m$^3$/kg.

În sistemul SI :

$$L_{comp\ ad} = \frac{k}{k-1} P_{1N} v_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]\left[\frac{\text{Nm}}{\text{kg aer}}\right] \qquad (4.15, a)$$

sau :

$$L_{comp\ ad} = \frac{k}{k-1} (P_{2N} v_2 - P_{1N} v_1) \left[\frac{\text{Nm}}{\text{kg aer}}\right] \qquad (4.16, a)$$

*Lucrul mecanic de compresiune pe ciclul teoretic politropic* se calculează cu relațiile :
În sistemul tehnic :

$$L_{comp\ pol} = \frac{n}{n-1} P_1 v_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right]\left[\frac{\text{daN m}}{\text{kg aer}}\right] \qquad (4.17)$$

sau

$$L_{comp\ pol} = \frac{n}{n-1} (P_2 v_2 - P_1 v_1) \left[\frac{\text{daN m}}{\text{kg aer}}\right] \qquad (4.18)$$

În sistemul SI :

$$L_{comp\ pol} = \frac{n}{n-1} P_{1N} v_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right]\left[\frac{\text{Nm}}{\text{kg aer}}\right] \qquad (4.17, a)$$

sau :

$$L_{comp\ pol} = \frac{n}{n-1} (P_{2N} v_2 - P_{1N} v_1) \left[\frac{\text{Nm}}{\text{kg aer}}\right] \qquad (4.18, a)$$

În locul unității de măsură Nm/kg aer se poate scrie J/ kg aer.

**Ciclul real al compresorului cu piston cu o treaptă. Calculul randamentului volumic.** În fig. XXIII. 146 este prezentat ciclul real al compresorului cu piston. După ce pistonul a terminat cursa de refulare și deci a ajuns în punctul *1*, în spațiul vătămător (mort) rămîne aer comprimat. Cînd pistonul începe cursa de aspirare de la *A* spre *B*, supapa de aspirare $S_a$ se deschide numai după ce aerul din spațiul vătămător s-a destins la presiunea atmosferică $P_1$, densinderea făcîndu-se după curba $A_3A_4$, iar pistonul a ajuns din poziția *1* în poziția *1'*. Abia de aici va începe pistonul să aspire aer. Volumul aspirat este $V_a$, volumul descris de cursa pistonului este $V$, iar spațiul vătămător $V_v = mV$, unde $m$ reprezintă raportul dintre spațiul vătămător $V_v$ și volumul descris de cursa pistonului $V$:

$$m = \frac{V_v}{V} \tag{4.19}$$

În figură $D$ reprezintă diametrul pistonului, iar $S_r$ = supapa de refulare.

Randamentul volumic, $\lambda_0$, este definit ca raportul dintre volumul aspirat $V_a$ și volumul descris de cursa pistonului $V$.

$\lambda_0 = \frac{V_a}{V} = \frac{s'}{s}$ conform figurii XXIII. 146.

Randamentul volumetric , $\lambda_0$, se poate calcula cu relația :

$$\lambda_0 = 1 - m(\varepsilon^{\frac{1}{n}} - 1) \tag{4.20}$$

în care $\varepsilon$ reprezintă gradul de compresiune ; $\varepsilon = P_2/P_1$.

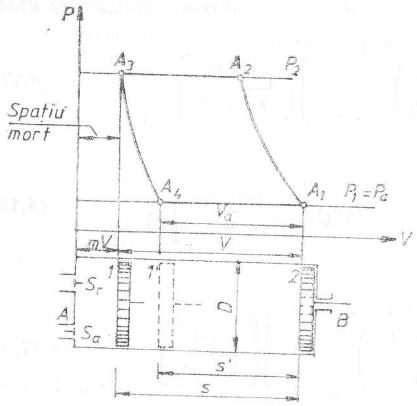



Fig. XXIII.146. Influența spațiului vătămător asupra funcționării compresorului cu piston.

Valorile practice pentru $m$ sînt :

$m = 0{,}03 \ldots 0{,}08$ la execuția normală a compresoarelor sau în procente $m = 3 \ldots 8\%$ ; $m = 0{,}05 \ldots 0{,}15$ la compresoare pentru presiuni înalte, diametre mici ale



cilindrilor și ventile montate în mantaua cilindrilor. Exprimat în procente $m = 5 \ldots 15\%$ ; $m = 0{,}01$ la compresoare pentru instalații frigorifice (tip Linde) cu ventile montate în capac și cu formă specială a pistoanelor ; $\lambda_0 = 0{,}85 \ldots 0{,}94$. Sub 0,90 valoarea lui $\lambda_0$ coboară numai la compresoare de debit mic sau mediu.

În construcția compresoarelor există tendința ca valoarea lui $m$ să se mențină cît mai mică posibil. Din motive constructive, această tendință este limitată. Aceste motive sînt :

a) încălzirea cilindrului și a capacului său, cît și a pistonului și a tijei sale. Datorită acestei încălziri apar schimbări de lungime care impun un anumit joc ;

b) Raportul $x_s$ dintre cursă și diametrul pistonului ; $x_s = \frac{s}{D}$ influențează valoarea lui $m$.

Dacă $x_s$ este mic, atunci influența de la punctul $a$ este mare și $m$ va fi mare.

c) Dispunerea ventilelor. Dacă ventilele sînt montate în capacul cilindrului, atunci $m$ este mic. Dacă ele sînt montate în mantaua cilindrului (mai ales la compresoarele cu mai multe trepte), atunci $m$ este mai mare.

Din fig. XXIII. 146 se vede că cu cît mai mare este spațiul vătămător, cu atît mai tîrziu se deschid supapele de aspirare, deci cu atît va fi mai mic debitul aspirat de compresor.

Volumul spațiului vătămător, $V_v$, se poate determina din diagrama indicată a compresorului, din desenele de execuție ale cilindrului compresorului, sau se umple la aspirare cilindrul compresorului cu apă și apoi pistonul se împinge pînă la punctul mort al cursei de refulare, iar apa care a mai rămas în cilindru se scoate prin sifonare într-un vas gradat, volumul ei reprezentînd volumul spațiului vătămător.

Aerul care trece prin filtrul compresorului și conducta de aspirare întîmpină rezistență la curgere (frecare de pereții filtrului și a conductei de aspirare) și din această cauză pentru învingerea ei aerul pierde din presiunea pe care o are, fapt pentru care linia de aspirare se găsește sub linia presiunii atmosferice, așa cum se vede în fig. XXIII. 147.

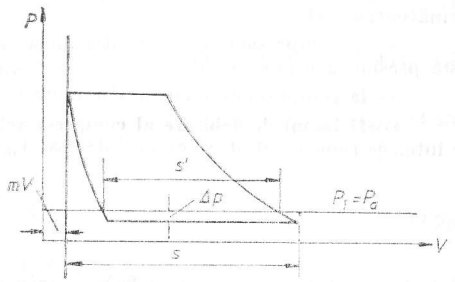



Fig. XXIII.147. Căderea de presiune a aerului datorită rezistențelor întîmpinate la aspirare.

Această pierdere de presiune, $\Delta p$, datorită învingerii rezistențelor de frecare și strangulare se mai produce prin :

- accelerarea clapetelor supapelor ;
- comprimarea arcurilor supapelor ;
- creșterea vitezei aerului (gazului).

La compresoarele cu piston cu turație mică, linia reală de aspirare merge de cele mai multe ori paralel cu linia teoretică de aspirare.

La mașinile cu turație mare și cu conducte de aspirare lungi, linia lor de aspirare se apropie spre sfîrșitul cursei de presiunea atmosferică sau poate chiar să treacă deasupra ei, așa cum se vede în fig. XXIII. 148.

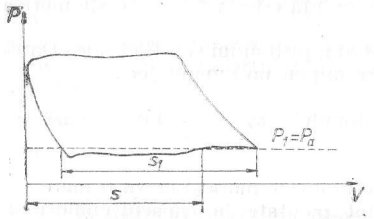



Fig. XXIII.148. Variația presiunii aerului aspirat la compresoarele cu conducte lungi de aspirare.

În prima parte a cursei de aspirare, masa de aer este accelerată în conducta de aspirare, iar subpresiunea aerului crește, așa cum se vede în fig. XXIII. 148; în a doua parte a cursei de aspirare datorită încetinirii vitezei aerului parte din energia lui cinetică se transformă în energie potențială (respectiv presiune statică), astfel că la sfîrșitul cursei de aspirare, linia aspirației urcă deasupra liniei de presiune atmosferică. În acest caz, în cilindru, la începutul cursei de compresiune se găsește o cantitate de aer mai mare în greutate decît aceea care ar exista în cazul în care presiunea aerului aspirat ar fi mai mică. Acest fenomen este considerat ca o precomprimare dinamică a aerului în timpul aspirației, care are drept scop debitarea unei cantități mai mari de aer.

Tot din fig. XXIII. 148 se vede că dacă $s_1 > s$ randamentul volumic $\lambda_0$ poate avea valori peste 1.

Pentru o apreciere unitară a compresoarelor de aer, se recomandă ca la recepționarea lor, conductele lungi de aspirare să fie demontate.

Scăderea presiunii aerului aspirat notată cantitativ cu $\Delta p$ (fig. XXIII. 147) are următoarele valori:

— la compresoarele cu turație mică $\Delta p = (0{,}02 \ldots 0{,}03) P_1$ ($P_1 = P_a$, unde $P_a$ este presiunea atmosferică);

— la compresoarele cu turație mare se ajunge pînă la $\Delta p = 0{,}05\ P_1$.

**Coeficientul de debitare al compresoarelor cu piston.** Prin *coeficient de debitare*, $\lambda$, se înțelege raportul dintre volumul debitat $V_d$ și volumul $V$ descris de cursa pistionului:

$$\lambda = \frac{V_d}{V} \tag{4.21}$$

unde volumul $V_d$ este raportat la presiunea atmosferică.

Volumul debitat respectiv refulat pe cursă, $V_d$, este mai mic decît volumul aspirat, $V_a$, din următoarele motive:

*Presiunea de aspirare a compresorului este mai mică decît presiunea atmosferică* (fig. XXIII. 147) *din cauza pierderilor de presiune pe conducta de aspirare.*

Dacă se notează cu $P_1'$ presiunea aerului aspirat, iar cu $P_1$ — presiunea atmosferică (notat prescurtat $P_a$), atunci din acest motiv volumul aspirat va fi mai mic cu



raportul:

$$\lambda_2 = \frac{P_1'}{P_1} = \frac{P_1 - \Delta P}{P_1} \tag{4.22}$$

*Aerul se încălzește în timpul aspirării.* În timpul aspirării aerul atmosferic vine în contact cu pereții calzi ai cilindrilor compresorului. Dacă $T_1$ este temperatura aerului atmosferic, iar aerul încălzit în timpul aspirării are temperatura $T_1'$, atunci coeficientul de micșorare a debitului, $\lambda_3$, datorită încălzirii aerului are valoarea:

$$\lambda_3 = \frac{T_1}{T_1'} \tag{4.23}$$

Valoarea lui $T_1'$ depinde de răcire, de gradul de compresiune, de turație și de construcția compresorului. Această temperatură nu s a putut măsura niciodată cu actualele mijloace de măsurat care ne stau astăzi la dispoziție, de aceea nu se pot da valori generale.

*Compresorul prezintă neetanșeități.* Acestea sînt de două feluri:

a) neetanșeități exterioare (ale capacului cilindrului și ale flanșei);

b) neetanșeități interioare (neetanșeități ale supapelor de aspirare și refulare, neetanșeități ale pistoanelor la compresoarele cu dublu efect sau cu pistoane diferențiale și presetupe dacă se comunică cu spațiul de aspirare.

Coeficientul de micșorare a debitului, $\lambda_4$, este raportul dintre debitul ce l-ar da o mașină etanșă față de una neetanșă.

*Aerul are un anumit conținut de vapori de apă.* Dacă presiunea aerului uscat este $P_1$, iar presiunea vaporilor de apă din el este $P_v$, atunci coeficientul de micșorare a debitului $\lambda_5$ are valoarea:

$$\lambda_5 = \frac{P_1 - P_v}{P_1} \tag{4.24}$$

Ținînd seama de toți acești factori, înseamnă că volumul debitat pe o cursă va fi micșorat cu coeficientul $\lambda_1$ care are valoarea:

$$\lambda_1 = \lambda_2 \lambda_3 \lambda_4 \lambda_5 \tag{4.25}$$

Valoarea lui $\lambda_1$ variază între 0,90...0,98.

În acest caz:

$$V_d = \lambda_1 V_a \tag{4.26}$$

Deoarece:

$$\lambda = \frac{V_d}{V} = \frac{\lambda_1 V_a}{V} = \lambda_1 \lambda_0. \tag{4.27}$$

Ca valoare, $\lambda$ variază între:

$$\lambda = \lambda_0 \lambda_1 = (0{,}85 \ldots 0{,}94)\,(0{,}90 \ldots 0{,}98) = 0{,}765 \ldots 0{,}92.$$

**Determinarea gradului maxim de compresiune.** Pentru determinarea gradului maxim de compresiune, $\varepsilon$, la compresorul cu o singură treaptă, se ia ca bază

compresiunea adiabatică fiind cea mai nefavorabilă :

$$\varepsilon = \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \tag{4.28}$$

Presiunea finală $T_2$ se obține limitînd în cilindrul compresorului temperatura finală la 160°C. În acest caz $T_2 = 273 + 160 = 433$°K. Temperatura inițială (de aspirare) se ia egală cu temperatura medie anuală a locului unde se găsește stația de compresoare și care în cazul țării noastre se poate lua cea 10°C. În aceste condiții gradul maxim de compresiune este 4,5—5.

### 4.3.2. COMPRESOARE CU PISTON CU MAI MULTE TREPTE

**Compresiunea în două sau mai multe trepte.** Dacă este nevoie de o presiune finală $P_2$ mai mare de 5 bar, se trece la compresiunea în trepte. Ea are drept scop :

— creșterea presiunii finale a aerului comprimat ;

— micșorarea temperaturii finale de conpresiune ;

— reducerea consumului de energie, necesar pentru comprimarea aerului ;

Compresiunea în trepte (etaje) se execută în următoarele condiții :

— legile compresiunii sînt aceleași pentru toate treptele

— răcirea aerului în răcitorul intermediar se face de așa manieră, încît temperatura acestuia la începutul compresiunii să fie egală în toate treptele compresorului ;

— lucrul mecanic de compresiune să fie cît mai mic.

În fig. XXIII. 149 se vede compresiunea în două trepte a aerului : treapta *I* comprimă aerul cu presiunea $P_1 = P_a$ (presiunea atmosferică) și îl comprimă politropic pînă la presiunea intermediară $P_x$ din punctul *A*, care pentru treapta *I* reprezintă presiunea finală. Cînd aerul a ajuns în treapta *I* la presiunea $P_x$ este refulat și trece prin răcitorul intermediar (fig. XXIII. 150) unde este răcit și astfel ajunge în treapta a *II*-a (punctul *B*). Este apoi comprimat politropic în continuare după curba *B*—*2*, pînă ajunge la presiunea $P_2$. Curba *1*—*2* este politropă, iar curba *1*—*2''* este izotermă.

Se vede că temperatura aerului aspirat de treapta *I*( punctul *1*) și cu aceea a aerului aspirat de treapta a *II*-a (punctul *B*) sînt egale.

Presiunea intermediară optimă $P_x$ pentru care la compresiunea în două trepte lucrul mecanic de compresiune este cel mai mic are valoarea :

$$P_x = \sqrt{P_1 \cdot P_2} \tag{4.29}$$

În fig. XXIII. 151 se vede schematic compresorul cu trei trepte, iar în fig. XXIII. 152 reprezentarea schematică a compresiunii în trei trepte.

**Grad intermediar de compresiune. Relația dintre gradul total și intermediar de compresiune.** Dacă un compresor cu piston comprimă aerul de la presiunea inițială



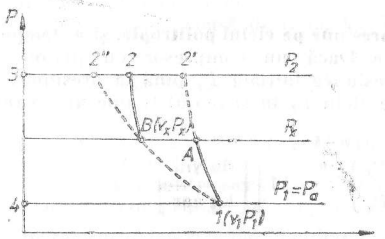



Fig. XXIII.149. Compresiunea în două trepte.

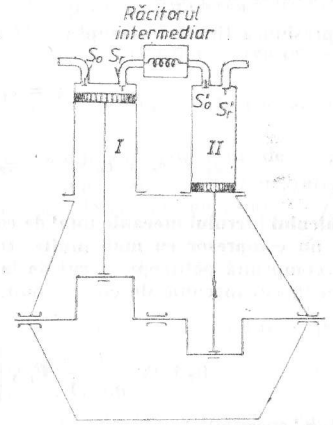



Fig. XXIII.150. Schema unui compresor vertical cu două trepte.

$P_1 = P_a$ (presiune atmosferică) pînă la presiunea $P_z$, compresiunea făcîndu-se în $z$ trepte, atunci gradul total de compresiune $\varepsilon$ este :

$$\varepsilon = P_z / P_1 \tag{4.30}$$

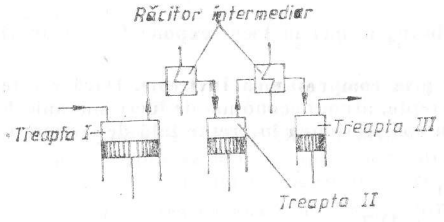



Fig. XXIII.151. Schema unui compresor cu trei trepte.

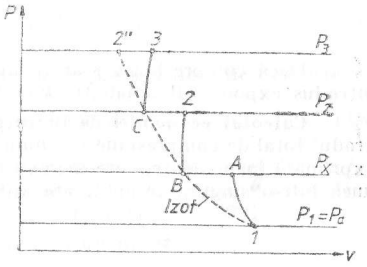



Fig. XXIII.152. Reprezentarea schematică a compresiunii în trei trepte.

Gradul intermediar de compresiune este raportul dintre presiunea finală și cea inițială din fiecare treaptă a compresorului. Astfel dacă treapta *I* comprimă aerul de la presiunea $P_1$ la presiunea $P_2$, gradul intermediar de compresiune $\varepsilon_1$ va fi :

$$\varepsilon_1 = P_2 / P_1 \tag{4.31}$$

În treapta a *II*-a gradul intermediar de compresiune $\varepsilon_2$ va fi: $\varepsilon_2 = P_2/P_2$, unde $P_2$ este presiunea finală în treapta a *II*-a și așa mai departe, iar $\varepsilon_z = \dfrac{P_z}{P_{z-1}}$.

$$\varepsilon = \varepsilon_1\varepsilon_2\varepsilon_3 \dots \varepsilon_z \tag{4.32}$$

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_3 = \dots \varepsilon_z \qquad (4.33); \quad \varepsilon_1 = \sqrt[z]{\varepsilon} \tag{4.34}$$

**Calculul lucrului mecanic total de compresiune pe ciclul politropic, și a temperaturii finale la un compresor cu mai multe trepte.** Dacă un compresor cu piston are $z$ trepte și comprimă politropic aerul de la presiunea inițială $P_1$ până la presiunea finală $P_z$ atunci lucrul mecanic de compresiune pe ciclu $L_z$ în sistemul tehnic are valoarea:

$$L_z = z\,\frac{n}{n-1}\,P_1v_1\left[\left(\frac{P_z}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{z\cdot n}} - 1\right]\left[\frac{\text{daNm}}{\text{kg aer}}\right] \tag{4.35}$$

($v_1$ = volum specific)

În sistemul SI:

$$L_z = z\,\frac{n}{n-1}\,P_{1N}v_1\left[\left(\frac{P_z}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{z\cdot n}} n-1\right]\left[\frac{\text{Nm}}{\text{kg aer}}\right] \tag{4.36}$$

Temperatura $T_z$ cu care aerul comprimat iese din treapta $z$:

$$T_z = T_1\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{z\cdot n}}. \tag{4.37}$$

Dacă compresiunea s-ar fi făcut adiabatic, atunci în locul exponentului s-ar fi introdus exponentul adiabatic $k = 1{,}4$.

**Calculul economiei de lucru mecanic prin compresiunea în trepte.** Dacă $\varepsilon$ este gradul total de compresiune și $z$ numărul de trepte, atunci economia de lucru mecanic $E$ exprimată în procente, care se realizează prin compresiunea în trepte față de compresiunea într-o singură treaptă, are valoarea:

$$E = \left[1 - \frac{z(\varepsilon^{\frac{z-1}{zn}} - 1)}{\varepsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1}\right] 100\ [\%] \tag{4.38}$$

Pentru compresiunea în două trepte, în relația (4.38) se înțelege că $z = 2$. În această situație economia de lucru mecanic variază între 10 și 20 %.

Prin compresiunea în trepte se ameliorează și randamentul volumic al compresorului.

**Răcirea aerului și a compresoarelor.** *Răcirea cu apă.* Compresoarele se răcesc prin cămașa de răcire a cilindrilor, iar aerul în răcitorul intermediar.



Prin răcirea cilindrilor se urmărește:

— scăderea temperaturii pereților cilindrului, pentru ca ungerea să se facă în condiții normale;

— scăderea temperaturii suprafețelor, pentru a se evita depunerea pe ele a zgurii din uleiul de ungere;

— micșorarea încălzirii aerului comprimat, cînd acesta vine în contact cu pereții cilindrului;

— încetinirea procesului de oxidare și descompunere a uleiului de ungere.

În cilindrul compresorului are loc o compresiune politropică. Cantitatea de căldură, $Q$, care trebuie scoasă dintr-un kg de aer se determină cu relația:

$$Q' = C_{pol}(T_2 - T_1)\ \ [\text{J/kg aer}]\ \text{sau}\ [\text{kcal/kg aer}] \tag{4.39}$$

în care $C_{pol} = \dfrac{n-k}{n-1}\,c_v$ [J/kg·grd] sau [kcal/kg·grd] și este căldura specifică în cazul transformării politropice; $n$ — exponentul (indicele) politropic; $T_2$ — temperatura finală a aerului comprimat, °K; $T_1$ — temperatura aerului aspirat, °K.

În răcitorul intermediar pierderea de presiune este foarte mică, în consecință se poate considera că răcirea se face la presiune constantă.

Cantitatea de căldură $Q''$ care trebuie scoasă dintr-un kg de aer în răcitorul intermediar este:

$$Q'' = c_p(T_2 - T_1)\ \ [\text{J/kg aer}]\ \text{sau}\ [\text{kcal/kg aer}] \tag{4.40}$$

Dacă compresorul are $z$ trepte, cantitatea totală de căldură $Q_{tot}$ care trebuie evacuată dintr-un kg de aer va fi:

$$Q_{tot} = zK' + (z-1)Q''\ \ [\text{J/kg aer}]\ \text{sau}\ [\text{kcal/kg aer}] \tag{4.41}$$

Dacă compresorul are și răcitor final, atunci în locul termenului $(z-1)\,Q''$ din relația (4.41) se va trece $z \cdot Q''$.

Cantitatea de căldură $Q$ ce poate fi evacuată de un kg sau litru de apă este:

$$Q = C(t_e - t_i)\ \ [\text{J/kg apă}]\ \text{sau}\ [\text{kcal/ kg apă}] \tag{4.42}$$

unde: $C$ este căldura specifică a apei ($C = 1$ kcal/kg apă·grd sau 4187 J/kg·grd; $t_e$ — temperatura de ieșire a apei din răcitorul intermediar, °C; $t_i$ — temperatura de intrare a apei de răcire în răcitorul intermediar, °C. $t_e - t_i$ se ia 10 — 20°C.

Cantitatea de apă $q$ necesară pentru răcirea unui kg de aer:

$$q = Q_{tot}/Q\ \ [\text{l apă/kg aer}] \tag{4.43}$$

Debitul masic al compresorului $G_{min}$ are valoarea:

$$G_{min} = V_{min}\gamma_a\ [\text{kg aer/min}] \tag{4.44}$$

unde: $V_{min}$ este debitul compresorului, m³/min; $\gamma_a$ — greutatea volumică a aerului aspirat, daN/m³.

Debitul de apă, $W$, necesar pentru răcire rezultă din relația :

$$W = G_{min}\, q = V_{min}\, \gamma_a\, q \ [\text{l apă/min}] \qquad (4.45)$$

Pe bază de statistică, la compresoarele cu piston cu două trepte care comprimă aerul pînă la 8 bar, cantitatea de apă de răcire se poate lua 4,5—5,5 litri pe $m^3$ de aer aspirat la compresoarele cu debit pînă la 10 $m^3$/min, iar pentru cele cu debit mai mare se poate lua 3,5—4,5 litri de apă pe $m^3$ de aer aspirat.

*Răcirea cu aer.* În general, răcirea cu aer se face numai la compresoare cu debite mici, pînă la 10 $m^3$/min.

Cantitatea de aer pentru răcire, $G_K$, este :

$$G_K = V_{min}\gamma_a \frac{Q''}{c_p\, \Delta t_l} = V_{min} \frac{P_1}{RT_1} \frac{Q''}{c_p\, \Delta t_l} \ [\text{kg aer/min}] \qquad (4.46)$$

*Calculul răcitorului intermediar.* Pentru a putea calcula suprafața de răcire a răcitorului intermediar se determină în primul rînd parametrul global de transmitere a căldurii, $K$ :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_g} + \frac{1}{\alpha_a} + \frac{\delta}{\lambda} \left[\frac{\text{J}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{grd}}\right] \text{ sau } \left[\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{grd}}\right] \qquad (4.47)$$

unde : $\alpha_g$ este coeficient de transmitere a căldurii între gaz și peretele țevii, J/$m^2$·h·grd sau kcal/$m^2$h grd ; $\alpha_a$ — coeficient de transmitere a căldurii între apa de răcire și peretele țevii, J/$m^2$·h·grd sau kcal/$m^2$·h·grd ; $\delta$ — grosimea peretelui țevii în m (în general $\delta = 1-4$ mm) ; $\lambda$ — coeficient conductibilitate termică a materialului din care este confecționată țeava, J/m·h·grd sau kcal/m·h·grd.

Coeficientul de conductibilitate termică pentru materialele mai frecvent folosite la confecționarea țevii sînt :

$\lambda = 40 - 50$ pentru oțel ; $\lambda = 70-96$ pentru alamă ; $\lambda = 300$ pentru cupru tehnic ; $\lambda = 175$ pentru aluminiu tehnic ; $\lambda = 137$ pentru duraluminiu.

Pentru $\alpha_g$ și $\alpha_a$ nu sînt formule simple și cu valabilitate generală, de aceea ele se calculează, de cele mai multe ori, empiric.

La răcitoarele intermediare obișnuite cu țevi și la viteze mici ale apei $\alpha_a = 300$.

Din diagrama prezentată după Bouché în fig. XXIII. 153 se pot lua valorile lui $\alpha_g$ și ale lui $K$.

De exemplu viteza medie a aerului în răcitorul intermediar fiind 15 m/s, presiunea 10 at sau bar :

$\alpha_g = 218$, $\alpha_a = 300$, rezultă $K = 125$ kcal/$m^2$·h·grd (după cum arată liniile punctate).

Din cauza depunerilor de murdărie și ulei pe țevi, valoarea lui $K$ scade cu 30 pînă la 45%. Din acest motiv, la răcitoarele intermediare de la treptele de joasă presiune ale compresoarelor se iau pentru $K$, de cele mai multe ori, valori de 30 pînă la 50 kcal/$m^2$·h grd sau 50·4187 J/$m^2$·h·grd.

Schimbul de căldură din aer și apă se vede în fig. XXIII. 154, săgețile indicînd semnul de circulație a apei și a aerului.

Cantitatea de căldură ce trebuie evacuată de răcitor pe oră, $Q_h$, are valoarea :

$$Q_h = Q''\, G_h \ [\text{kcal/h}] \qquad (4.48)$$



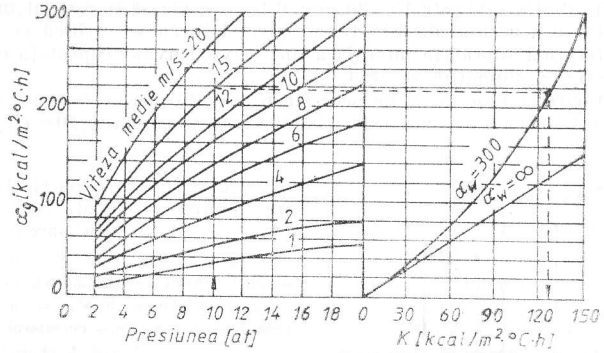



Fig. XXIII.153. Diagramă pentru calculul transferului de căldură.

unde $G_h$ este debitul orar al compresorului în kg aer/h.

$$G_h = 60\ V_{min}\, \gamma_a$$

$$Q_h = 60\ Q''\ V_{min}\, \gamma_a = 60\ c_p (T_2 - T_1) V_{min} \frac{P_1}{RT_1} \ [\text{J/h}] \text{ sau } [\text{kcal/h}] \qquad (4.49)$$

$$Q_h = K \cdot F \cdot \Delta t_m \qquad (4.50)$$

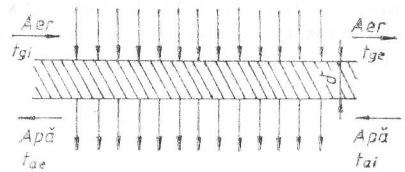



Fig. XXIII.154. Transmiterea de căldură între aer și apă la scurgerea în contracurent :
$t_{gi}$ — temperatura gazului la intrare în răcitor ; $t_{ge}$ — idem la ieșire ; $t_{ai}$ — temperatura apei la intrare în răcitor ; $t_{ae}$ — idem la ieșire.

unde : $F$ este suprafața de răcire a țevilor, $m^2$ ; $\Delta t_m$ — temperatura logaritmică medie ;

$$\Delta t_m = \frac{(t_{gi} - t_{ae}) - (t_{ge} - t_{ai})}{\ln \dfrac{t_{gi} - t_{ae}}{t_{ge} - t_{ai}}} \qquad (4.51)$$

relație valabilă pentru răcitor cu țevi și curent încrucișat.
Explicația simbolurilor din relația (4.51) se vede în fig. XXIII. 154.

Diametrul țevilor din răcitorul intermediar se alege între 20 și 30 mm, iar lungimea de așa natură ca să fie sub dimensiunea cea mai mare din gabaritul compre-

sorului. Distanța dintre țevi este 15—30 mm și trebuie aleasă în așa fel încît să asigure viteza de scurgere a aerului de 10—15 m/s. Acest lucru se verifică cu ecuația continuității. Se determină suprafața laterală a unei țevi și avînd suprafața de răcire necesară $F$ se determină numărul de țevi.

Apa de răcire trebuie să fie limpede (transparentă), să nu fie corosivă, să nu lase depuneri pe pereții țevilor și dacă este posibil să nu depășească 10—15°C.

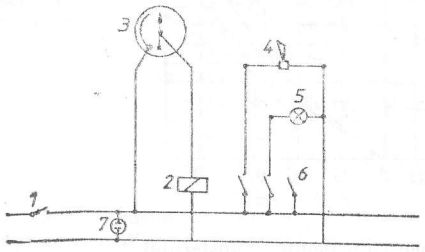



Fig. XXIII.155. Schema electrică de avertizare pentru circuitul apei de răcire la compresoare:
*1* — contact auxiliar la cuplătorul principal 220 V; *2* — releu 220 V; *3* — manometru minimal de control; *4* — claxon de alarmă 220 V; *5* — lumină de semnalizare (verde, roșu) 220 V; *6* — cuplătorul releului 220 V; *7* — lampă de control.

De asemenea, presiunea apei trebuie să fie mică; în general nu depășește 1,5 bar sau cel mult 2. În fig. XXIII. 155 se vede schema unei instalații electrice de avertizare pentru presiunea apei de răcire. Ea are un manometru de contact cu care se pot regla limitele presiunii apei.

Dacă există la dispoziție suficientă apă de răcire, atunci răcirea compresoarelor se face în circuit deschis, altfel în circuit închis.

**Calculul debitului compresorului din dimensiunile cilindrului.** Pentru compresorul cu simplu efect debitul livrat de acesta (fig. XXIII. 156, *a*) $V_{min}$ este:

$$V_{min} = \lambda \frac{\pi}{4} D^2 \cdot s \cdot n \quad [\text{m}^3/\text{min}] \tag{4.52}$$

unde: $D$ este diametrul pistonului, m; $s$ — cursa pistonului, m; $n$ — numărul de curse/min respectiv rotații/min.

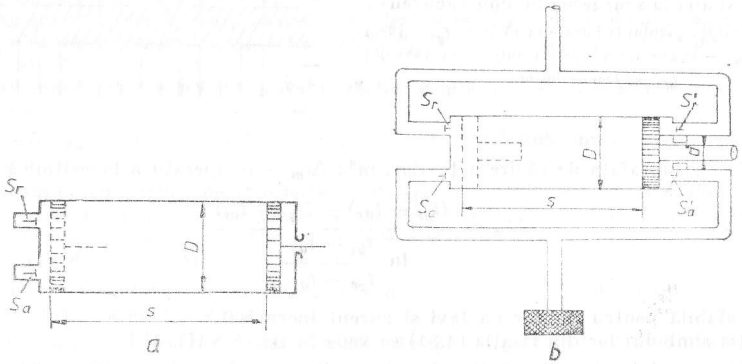



Fig. XXIII.156. Schema de calcul a debitului la compresoare cu simplu efect (*a*) și la cele cu dublu efect (*b*).



Pentru compresorul cu dublu efect care se vede în fig. XXIII. 156, *b* debitul este:

$$V_{min} = \lambda \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) s \cdot n \quad [\text{m}^3/\text{min}] \tag{4.53}$$

$d$ fiind diametrul tijei pistonului, m.

### 4.3.3. CALCULUL RANDAMENTULUI INDICAT, PUTERII INDICATE ȘI AL SPAȚIULUI VĂTĂMĂTOR DIN DIAGRAMA INDICATĂ

**Calculul randamentului și puterii indicate.** Ciclul real al unui compresor cu piston așa cum se desfășoară el în interiorul cilindrului, se poate determina prin luarea unei diagrame indicate cu ajutorul unui indicator. În acest sens cilindrul compresorului are la extremitatea sa un orificiu în care se înșurubează conducta ventilului cu trei căi a indicatorului notată cu *1* în fig. XXIII. 157, *a*. Aceasta comunică cu pistonul $p$ a cărui tijă acționează asupra arcului etalonat *3*, iar prin pîrghia $S$ acționează penița care înregistrează pe hîrtia întinsă pe tamburul *4* diagrama indicată. În capul de cruce al compresorului este înșurubată o tijă de care este legată o sfoară ce, prin intermediul reducătorului de cursă *5* și șaiba *6*, acționează tamburul *4*.

În fig. XXIII. 157, *b* se văd două indicatoare mecanice de diagramă montate la extremitățile cilindrului unui compresor cu dublu efect și se vede și tija montată în capul de cruce al compresorului.

În fig. XXIII. 158 se vede principiul producerii piezoelectricității și diagrama indicată luată cu o instalație electronică.

Pentru calculul randamentului indicat se consideră lucrul mecanic teoretic necesar pe ciclul unui compresor reprezentat de suprafața $A_1$, $A_2$, $A_3$, $A_4$ din fig. XXIII. 159, *a*.

În realitate în interiorul cilindrului lucrul mecanic real, $L$, este mai mare și dacă se ia o diagramă indicată se vede suprafața acestui lucru mecanic care arată aproximativ ca în fig. XXIII. 159, *b*.

Dacă suprafața $A_1A_2A_3A_4$ din fig. XXIII. 159, *a* reprezintă lucrul mecanic teoretic adiabatic (calculat) pe ciclu, notat cu $L_{ad}$, atunci randamentul indicat adiabatic

$$\eta_{i(ad)} = \frac{L_{ad}}{L_i} = 0{,}90 \ldots 0{,}94, \tag{4.54}$$

iar dacă suprafața $A_1A_2A_3A_1$ (fig. XXIII. 159, *a*) reprezintă lucrul mecanic teoretic de compresiune pe ciclul izotermic (calculat) $L_{is}$, atunci randamentul indicat izotermic

$$\eta_{i(is)} = \frac{L_{is}}{L_i} = 0{,}72 \ldots 0{,}82 \tag{4.55}$$

Se notează cu $\Omega$ mm² suprafața planimetrată a diagramei indicate și care se asimilează cu suprafața unui dreptunghi care are lungimea $l$ mm. Lungimea $l$ a diagrame în mm este egală cu cursa la aspirare a pistonului luată la scara diagramei în mm.

Înălțimea dreptunghiului $h$ va fi:

$$h = \Omega/l \quad [\text{mm}]$$

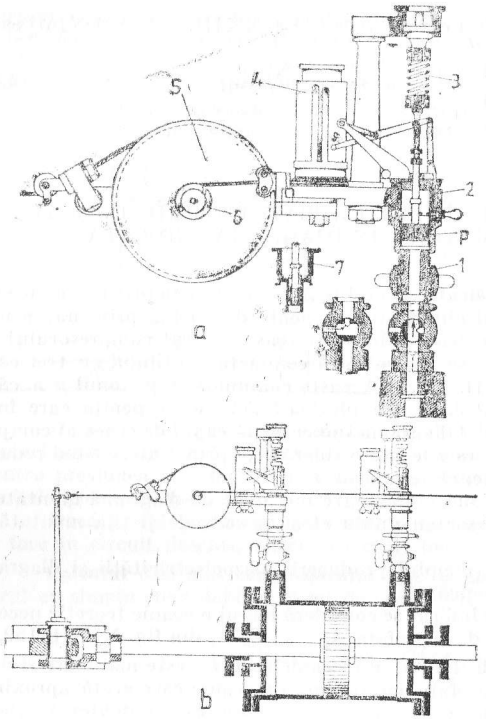



Fig. XXIII.157. Indicator mecanic de diagramă.

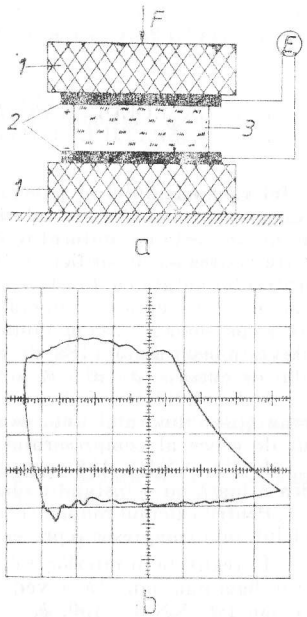



Fig. XXIII.158. Principiul producerii piezoelectricității în instalația piezoelectrică PM-4 (*a*) și diagrama indicată de aceasta (*b*).

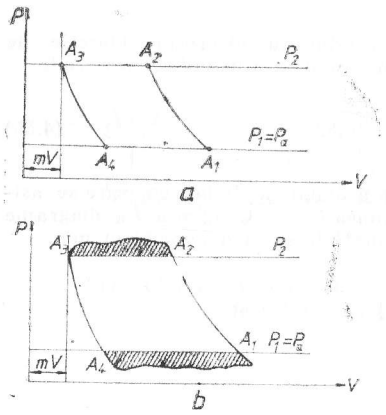



Fig. XXIII.159. Diagrama ciclului teoretic de compresiune (*a*) și diagrama indicată a unui ciclu de compresiune (*b*).



iar presiunea medie indicată $p_i$ va fi :

$$p_i = \frac{h}{m} = \frac{\Omega}{lm} \quad [\text{daN/cm}^2] \tag{4.56}$$

unde $m$ este scara arcului etalonat de la tija pistonului indicatorului de diagramă ; $m$ este dat în mm/daN/cm² sau mm/N/cm².
Cunoscînd secțiunea pistonului $F$ și cursa sa $s$, lucrul mecanic indicat $L_i$ are valoarea :

$$L_i = F \cdot p_i \cdot s \ [\text{N} \cdot \text{m/cursă}] \text{ sau } [\text{kgf} \cdot \text{m/cursă}] \tag{4.57}$$

($F$ se ia în cm², iar $s$ în metri).

Puterea indicată $P_i$ pentru compresorul cu simplu efect este :

$$P_i = \frac{F \cdot p_i \cdot s \cdot n}{60 \cdot 102} \quad [\text{kW}] \tag{4.58}$$

($n$ este numărul de turații, respectiv de curse complete ale pistonului pe minut).

Dacă compresorul are mai multe trepte, atunci lucrul, puterea indicată $P_i$, este :

$$P_i = \sum_{i=1}^{i=z} (F_i P_i s) \frac{n}{60 \cdot 102} \quad [\text{kW}] \tag{4.59}$$

Dacă compresorul are o singură treaptă dar este cu dublu efect atunci puterea indicată are expresia :

$$P_i = \frac{p_i (F + F') \cdot s \cdot n}{60 \cdot 102} \quad [\text{kW}] \tag{4.60}$$

$F' = F - f$ ($f$ este secțiunea tijei pistonului).

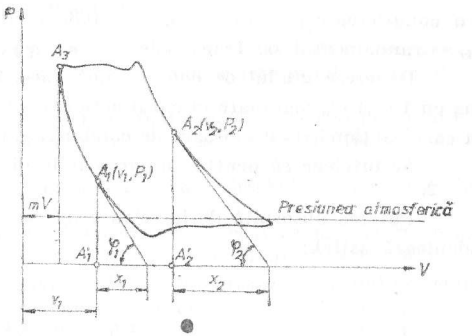



Fig. XXIII.160. Calculul spațiului vătămător din diagrama indicată.

**Calculul spațiului vătămător din diagrama indicată la compresoarele cu piston.** În fig. XXIII. 160 se vede o diagramă indicată din care se face calculul spațiului vătămător. Punctele $A_1$ și $A_2$ sînt două puncte oarecare cărora le corespund volumele $v_1$ respectiv $v_2$.

După mai multe calcule se ajunge la relația :

$$v_i = n \cdot x_1 \tag{4.61}$$

Diagrama fiind luată la scară, se măsoară $x_1$ cu rigla, se determină indicele politropic și deci valoarea lui $v_1$ este cunoscută.

### 4.3.4. CALCULUL PUTERII DE ACȚIONARE ȘI ACȚIONAREA COMPRESOARELOR CU PISTON

**Calculul puterii de acționare.** Pentru calculul puterii de acționare, la compresoarele cu piston se ia ca bază lucrul mecanic de compresiune adiabatică dacă gradul de compresiune este mai mare ca 4. Dacă este mai mic ca 4, se ia ca bază lucrul mecanic de compresiune izotermică. În industria minieră gradul de compresiune este mai mare ca 4.

În sistemul tehnic, puterea de acționare de la arborele motorului, $P_m$, și puterea absorbită de la rețea, $P_{ab}$, se calculează astfel :

$$P_m = \frac{z \dfrac{k}{k-1} P_1 V_{min} \left[ \left( \dfrac{P_z}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{kz}} - 1 \right]}{60 \cdot 102 \, \eta_{i(ad)} \, \eta_{mec} \, \eta_{tr}} \quad [\text{kW}] \tag{4.62}$$

($P_1$ = daN/m², $V_{min}$ — debitul compresorului, m³/min) ; $\eta_{i(ad)}$ — randamentul indicat adiabatic $\eta_{i(ad)} = 0{,}90 \ldots 0{,}94$) ; $\eta_{mec}$ — randamentul mecanic ($\eta_{mec} = 0{,}90 \ldots 0{,}95$ pentru compresoare verticale cu o construcție bine executată ; $\eta_{mec} = 0{,}88 \ldots 0{,}92$ pentru compresoare orizontale ; $\eta_{mec} = 0{,}85$ pentru compresoare mici cu turație mare) ; $\eta_{tr}$ — randamentul de transmisie ($\eta_{tr} = 0{,}95 \ldots 0{,}98$).

Deoarece gradul de compresiune variază, puterea de la axul motorului se va lua cu 10—15% mai mare în cazul acționării cu motoare electrice și cu 20% mai mare în cazul acționării cu motoare de combustie internă.

Se înțelege că pentru compresoarele din industria minieră care au două trepte, $z = 2$.

Puterea absorbită de la rețea $P_{ab}$, care servește pentru calculele economice, se calculează astfel :

$$P_{ab} = \frac{P_m}{\eta_{mot}} = \frac{z \dfrac{k}{k-1} P_1 V_{min} \left[ \left( \dfrac{P_z}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{kz}} - 1 \right]}{60 \cdot 102 \, \eta_{i(ad)} \, \eta_{mec} \, \eta_{tr} \, \eta_{mot}} \quad [\text{kW}] \tag{4.63}$$

$\eta_{mot}$ este randamentul motorului și se ia din catalogul uzinei constructoare de motoare.



În sistemul SI :

$$P_m = \frac{z \dfrac{k}{k-1} P_{1N} V_{min} \left[ \left( \dfrac{P_z}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{zk}} - 1 \right]}{60 \cdot 1000 \, \eta_{i(ad)} \, \eta_{mec} \, \eta_{tr}} \quad [\text{kW}] \tag{4.64}$$

($P_{1N} = N/m^2$)

$$P_{ab} = \frac{z \dfrac{k}{k-1} P_{1N} V_{min} \left[ \left( \dfrac{P_z}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{zk}} - 1 \right]}{60 \cdot 1000 \, \eta_{i(ad)} \, \eta_{mec} \, \eta_{tr} \, \eta_{mot}} \quad [\text{kW}] \tag{4.65}$$

*Ca regulă practică* se poate reține că pentru a comprima un m³ de aer de la presiunea de un bar la presiunea finală absolută de 8 bar, în două trepte, este necesară *o putere de 5,25 kW*, fără să fie luat în considerare coeficientul de creștere a puterii (1,10—1,15) datorită variației gradului de compresiune.

**Acționarea compresoarelor cu piston.** La compresoarele mobile se prevăd, în general, pentru acționare, de cele mai multe ori, motoare cu combustie internă, deoarece motorina sau benzina se pot transporta ușor.

Pentru acționarea compresoarelor pot fi folosite și motoare cu gaz, mai ales în regiunile industriale unde se poate procura gaz ieftin de la cuptoare înalte, cocserii și generatoare de gaz.

Cele mai adecvate motoare pentru acționarea compresoarelor sînt cele electrice, de la puterile cele mai mici pînă la puterile cele mai mari. În acest scop se folosesc motoare asincrone și motoare sincrone.

Motoarele asincrone se folosesc la puteri de acționare pînă la 180—200 kW, iar pentru puteri mai mari se recomandă să se folosească motoare sincrone.

Turația motoarelor electrice nu este în mod normal reglabilă, de aceea reglarea debitului urmează să se facă din partea compresoarelor.

Puterea normală a motoarelor de acționare pentru compresoare trebuie să se ia mai mare decît puterea de acționare în axul motorului rezultată din calcul, deoarece în timpul funcționării compresoarelor apar variații de presiune a aerului cît și variații ale randamentelor, așa cum a fost arătat.

Pornirea compresorului trebuie în așa fel efectuată încît momentul de rotație să fie cît mai mic posibil. În acest scop, la pornire compresorul trebuie să fie scos de sub sarcină astfel :

— se mențin deschise supapele de aspirare. Acestea se deschid, de cele mai multe ori, la oprirea compresorului ;

— se obturează conducta de aspirare (se folosește rar, deoarece nu are loc o scoatere completă a compresorului de sub sarcină, el lucrînd ca o pompă de vacuum) ;

— se face aerisirea conductei de legătură dintre compresor și ventilul de repulsie dinaintea rezervorului tampon. Acest procedeu are sens numai pentru compresoarele mici, deoarece la cele mari, acest tronson de conductă se umple repede cu aer ;

— se face rotirea manivelei în poziția celui mai mic moment de pornire. Această poziție depinde de modul de amplasare a cilindrilor compresorului. Compresoarele mari cu piston au un dispozitiv cu ajutorul căruia se poate roti mașina în poziția cea mai favorabilă pentru pornire.

## 4.3.5. ELEMENTE CONSTRUCTIVE ALE COMPRESOARELOR CU PISTON

**Cilindrii compresoruiul.** Nu se va insista asupra părților constructive ale compresoarelor, fiindcă în industria minieră compresoarele se comandă la uzinele constructoare.

Pentru presiuni pînă la 50—65 bar cilindrii se construiesc din fontă cenușie, deci și compresoarele utilizate în industria minieră intră în această categorie. Ei se construiesc cu pereți dubli pentru circulația apei de răcire.

Dacă răcirea cilindrilor se face cu aer atunci suprafața anterioară a cilindrilor este prevăzută cu segmenți (nervuri) longitudinali sau inelari. În fig. XXIII.161, *a* se vedea un cilindru cu nervuri inelare.

În fig. XXIII.161, *b* se vede un cilindru de oțel turnat pentru presiunea de 120 bar. Apa de răcire se introduce în cilindri prin partea lor inferioară și, pentru a evita pungile de aer, se evacuează pe la partea superioară.

După F r e n k e l, lățimea și grosimea garniturilor pentru cilindri se pot alege conform tabelului XXIII.28.

*Tabelul XXII I.28*

**Dimensiunile garniturilor [mm]**

| Diametrul mediu al garniturii | Garnituri nemetalice | | Garnituri metalice | |
|---|---|---|---|---|
| | Lățimea | Grosimea | Lățimea | Grosimea |
| pînă la 100 | 5—6 | 1—1,5 | 3—4 | 1—2 |
| de la 100 pînă la 200 | 6—7 | 1—1,5 | 4—5 | 2—3 |
| de la 200 pînă la 400 | 7—8 | 1,5—2 | 5—6 | 3—4 |
| de la 400 pînă la 600 | 8—12 | 4,5—2,5 | 6—7 | 4—6 |
| 600 și mai mare | 1—20 | 2—3 | 8—12 | 5—6 |

**Pistonul.** La construcția compresoarelor cu piston se folosesc pistoane plonjoare (fig. XXIII.162, *a*), pistoane disc (fig. XXIII.162, *b*) și pistoane diferențiale (fig. XXIII.162, *c*).

Jocul diametrului dintre pistonul turnat și cilindrul său, notat cu δ, poate fi fixat în stare rece, aproximativ după relația:

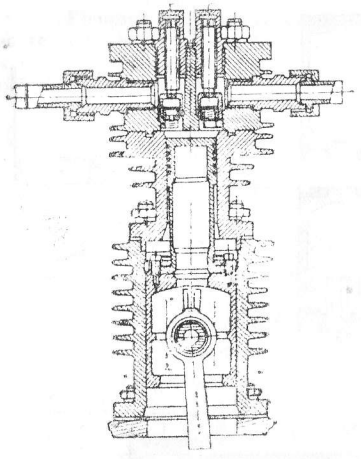
$$\delta = (0{,}8 - 1{,}2)\,\frac{D}{1000} \qquad (4.66)$$

sau se poate calcula mai exact, dacă se ține seama de dilatarea care are loc datorită creșterii temperaturii din cilindru:

$$\delta = \alpha_m\,\Delta t D + \delta_0 \qquad (4.67)$$

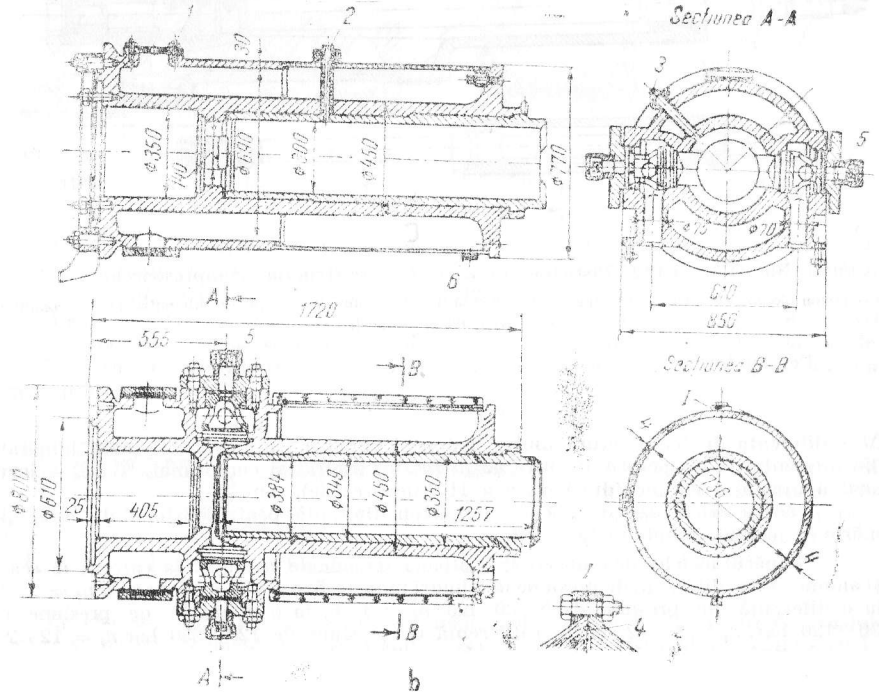
unde $\alpha$ este coeficientul liniar de dilatare a materialului din care este confecționat pistonul.





a

Fig. XXIII.161. Cilindri de compresor:
*a* — pentru presiune de 40 bar, răcit cu aer; *b* — pentru presiune de 120 bar, răcit cu apă; *1* — priza pentru apa de răcire; *2* — introducerea uleiului; *3* — priză pentru indicator; *4* — cauciuc; *5* — partea de refulare; *6* — intrarea apei.



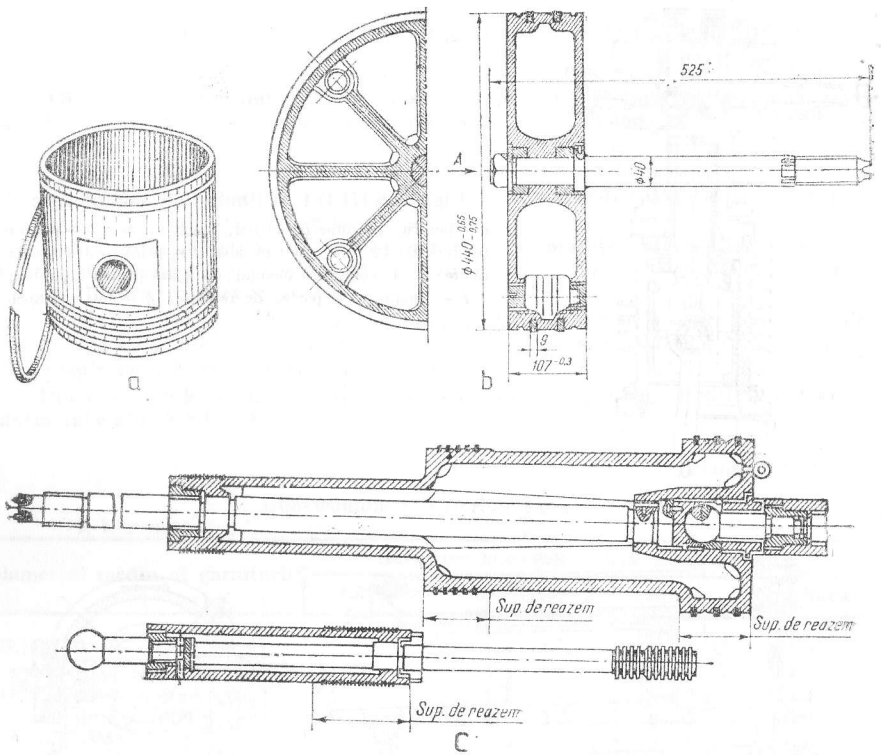



Fig. XXIII.162. Pistoane folosite în construcția compresoarelor :

*a* — piston plonjor cu inele pentru ungere ; *b* — piston disc din aluminiu ; *c*— piston diferențial pentru compresor orizontal cu 5 trepte.

Pentru fontă :

$$\alpha_m = 1{,}1 \cdot 10^{-5}.$$

$\Delta t$ — diferența de temperatură dintre piston și cilindru, care poate fi luată jumătate din diferența de temperatură dintre gazul (aerul) aspirat și comprimat, °C ; $\delta_0$ — jocul pentru ajustajul cu joc (după clasa a II-a de precizie), mm.

Dacă se calculează jocul pentru un piston din fontă, pentru pistonul din aluminiu mărimea jocului trebuie să fie dublă.

Numărul inelelor de etanșare la pistoane depinde de presiunea la care ele lucrează și anume : la o diferență de presiune în cilindri pînă la 5 bar numărul inelelor $n_i = 2-3$, la o diferență de presiune de 5—30 bar $n_i = 3-6$, la o diferență de presiune de 30—120 bar, $n_i = 6-12$, iar la o diferență de presiune de 120—350 bar $n_i = 12-24$.



**Pistonul cu etanșare specială.** Cînd este necesar un aer pur, se folosesc compresoare fără ungere în cilindru, iar etanșarea pistonului se face cu ajutorul unor labirinturi a căror profile se văd în fig. XXIII.163. La profilul 3 valoarea lui *a* este 4 mm, la profilul 4 ea este 2 mm, iar la profilul 5 = 1 mm.

În acest caz pistonul nu se freacă de pereții cilindrului ci este centrat în presetupă și apare ca un piston „plutitor".

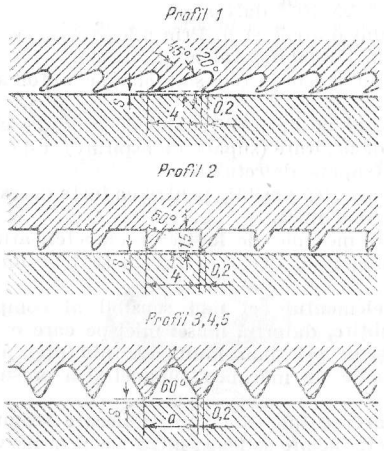



Fig. XXIII.163. Profile de labirint pentru pistoanele compresoarelor.

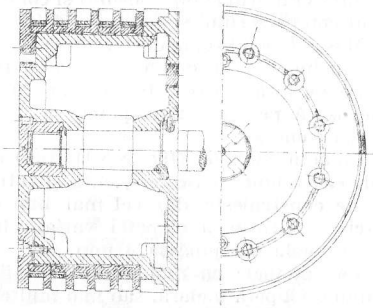


Fig. XXIII.164. Piston cu inele de etanșare din grafit artificial.

Este mai avantajoasă etanșarea pistoanelor cu inele de grafit fig. XXIII.164. Toleranțele de fabricație fiind mai mari, sînt mai simplu de construit și de aceea numărul lor este mai mare decît al celor cu etanșare prin labirint.

**Presetupe.** Din punct de vedere al execuției, există un număr mare de tipuri de presetupe. Dintre acestea se prezintă două tipuri mai frecvent folosite. În fig. XXIII.165 din stînga se vede o presetupă fără ungere, iar în dreapta una cu ungere prin ulei sub presiune.

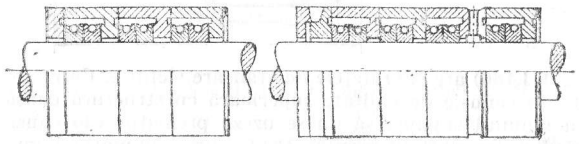


Fig. XXIII.165. Garnitură mobilă de etanșare din fontă cu arc pentru presetupă.

Ca elemente de etanșare se folosesc inele metalice din fontă, bronz de mașini și bronz cu nichel. Segmentele inelelor sînt apăsate către tija pistonului de către arcuri.

Pierderile de debit $V'_p$ datorită neetanșeității presetupei sînt date de relația:

$$V'_p \simeq 2600 \frac{\delta^3 \cdot d \cdot \Delta p}{\mu \cdot l} \quad [\text{cm}^3/\text{s}] \qquad (4.68)$$

în care: $\delta$ este jocul radial, cm; $d$ — diametrul tijei pistonului care trebuie etanșat, cm; $l$ — lungimea presetupei, cm; $\Delta p$ — diferența de presiune, daN/cm²; $\mu$ — viscozitatea dinamică absolută a gazului din compresor, daNs/m².

Pentru aer la temperatura de 100°C, $\mu = 2{,}23 \cdot 10^{-6}$ daN·s/m².

O mare influență asupra pierderilor de debit o are $\delta$ și $\mu$. Prin micșorarea jocului de la 0,1 la 0,01 mm, pierderea de debit scade la 1/1000 din valoarea inițială.

**Supapele.** Supapele folosite la compresoarele cu piston sînt supape automate, foarte rar se folosesc supape comandate.

Supapele automate se deschid sau se închid pe baza diferenței de presiune care există între cilindrul compresorului și conducta de aspirare (supape de aspirare) respectiv cilindrul compresorului și conducta de refulare (supape de refulare).

Masa clapetei supapei trebuie să fie cît mai mică posibil, pentru ca forța necesară pentru închiderea și deschiderea ei să fie cît mai mică.

Pe de altă parte este necesar ca lucrul mecanic de lovire a clapetei, atunci cînd se așază pe scaunul clapetei, să fie cît mai mic, deoarece acesta se transformă în energie sonoră.

Clapeta supapei (fig. XXIII.166) este elementul cel mai sensibil al compresorului, ea trebuie să fie rezistentă și totuși subțire, datorită masei mici pe care o are aerul. Se construiește din cel mai bun oțel și de cele mai multe ori din oțel aliat nichel-crom. Grosimea clapetei variază în funcție de mărimea supapei și a presiunii și ajunge de la 0,4 pînă la 4 mm.

La supapele cu mai multe orificii inelare se folosește pentru fiecare scaun al orificiului o clapetă inelară, sau mai multe clapete inelare se leagă între ele prin nervuri și formează o singură clapetă.

Marginile clapetelor trebuiesc totdeauna examinate să nu aibă fisuri.

În prezent se introduce construirea clapetelor și din material sintetic, dar numai pentru supapele de aspirație unde temperatura și presiunea sînt mai mici și unde încercările făcute au dat rezultate bune.

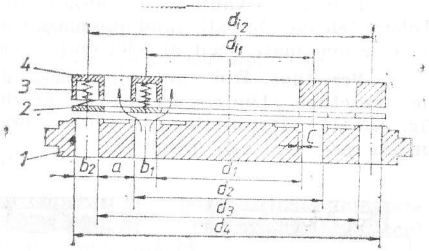



Fig. XXIII.166. Construcția unei supape pentru compresor:
*1* — scaunul supapei; *2* — clapetă; *3* — arcul supapei; *4* — limitator de cursă.

Scaunul supapei *1* (fig. XXIII.166) are suprafețele de etanșare șlefuite. Ca material de construcție se folosește fonta cenușie de calitate superioară cu structură densă sau cu grafit nodular pentru ca scaunul supapei să nu se uzeze prematur din cauza loviturilor clapetei sau din cauza vitezelor mari ale aerului. Pentru presiuni mari scaunul supapei se construiește din oțel forjat. Arcurile supapelor au rolul de a închide clapeta repede și sigur și s-o împiedice să vibreze. În afară de aceasta, la deschiderea supapei arcul amortizează șocul clapetei cînd aceasta este împinsă către limitatorul de cursă.



Arcurile supapelor se construiesc din oțel superior și de cele mai multe ori sînt dispuse mai multe arcuri mici pe circumferința supapei (fig. XXIII.166).

Limitatorul de cursă, cum îl arată numele, are rolul de a limita cursa clapetei, adică deschiderea ei. Deoarece la compresoare forța arcului se alege mică, cursa maximă trebuie limitată.

Limitatorul de cursă se construiește mai frecvent din fontă cenușie, folosindu-se de cele mai multe ori ca spațiu în care se montează arcurile.

Între arc și limitatorul de cursă se găsește în unele construcții de supape o placă de amortizare a șocurilor, care este construită din oțel călit.

Montarea supapelor trebuie să se facă de așa manieră, încît între clapete și piston să rămînă cît mai puțin spațiu, atunci cînd pistonul se găsește la capătul cursei de refulare.

În construcția compresoarelor se folosesc cel mai frecvent supapele inelare, așa cum se vede în fig. XXIII.166.

În fig. XXIII.167, *a* se văd mai detaliat elementele componente ale unei supape cu trei spații inelare, iar în fig. XXIII.167, *b* se vede un grup de trei supape.

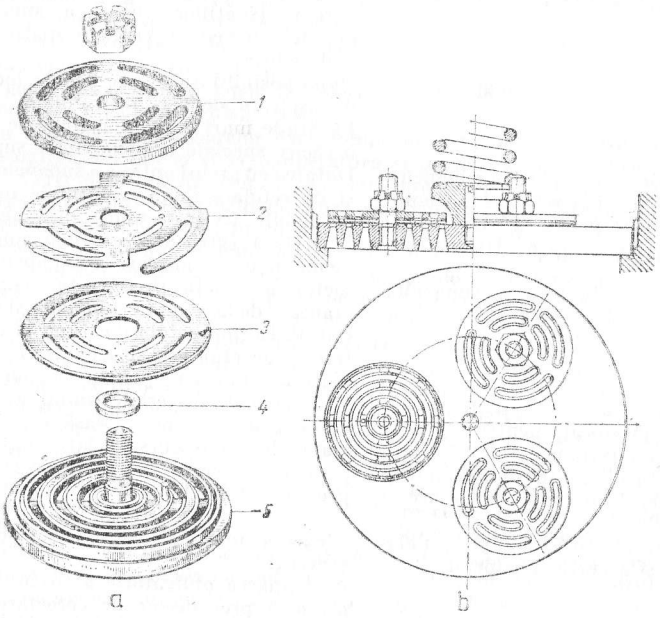



Fig. XXIII.167. Elementele unei supape cu trei spații inelare (*a*) și grup de trei supape (*b*):
*1* — limitator de cursă a clapetei; *2* — arcul supapei; *3* — clapeta supapei; *4* — inel de ghidare; *5* — scaunul supapei cu știftul de fixare.

În tabelul XXIII.29 se văd cîteva cerințe puse supapelor compresoarelor și posibilitățile de a le realiza.

*Tabelul XXIII.29*

**Cîteva cerințe puse supapelor compresoarelor și posibilitățile de a le realiza**

| Cerințe | Posibilități de realizare |
|---|---|
| 1 Realizarea unei secțiuni relativ mari de curgere cu cele mai mici rezistențe opuse curgerii | Să nu se depășească viteza maximă a aerului de 35 m/s în fanta supapei. Secțiunile de curgere a aerului prin supape să fie profilate aerodinamic |
| 2 Dimensiuni cît mai mici ale spațiului vătămător provocat de supape | Dispunerea supapelor nemijlocit lîngă spațiul de comprimare, profilarea constructivă a buzunarelor (spațiilor goale) a supapelor după punctele de vedere cerute de spații vătămătoare mai reduse |
| 3 Evitarea încălzirii supapelor | După posibilitate, se vor separa local supapele de aspirare de cele de refulare<br>La grade mari de compresiune se va prevedea o răcire specială a elementelor supapelor |
| 4 Deschiderea completă a supapelor de aspirare și de refulare în timpul aspirării respectiv a refulării și reglarea adecvată pentru refulare | Dotarea cu arcuri optime a supapelor de aspirare și de refulare după rezultatele unor încercări prealabile. Evitarea unor supraungeri a supapelor. Masă (greutate) cît mai mică posibil a elementelor în mișcare a supapelor |
| 5 Etanșarea absolută a supapelor atunci cînd acestea sînt închise | Șlefuirea exactă și ștergerea suprafețelor de etanșare de la scaunul supapelor și de la clapete. Curățarea impecabilă din timp în timp a suprafețelor de etanșare și a clapetei. Utilizarea de material omogen pentru scaunele supapelor. |
| 6 Existența unei rezistențe suficiente și de durată pentru scaunele supapelor pentru ca ele să poată face față diferenței de presiune și a lucrului mecanic de lovire a clapetei | Utilizarea de materiale ținînd seama de solicitările cele mai mari. Masă relativă redusă a clapetelor și o cursă relativ mică a clapetei pentru reducerea lucrului mecanic de lovire provocat de închiderea și deschiderea ei |
| 7 Durabilitate suficientă pentru clapetele și arcurile supapelor | Alegerea materialelor optime pentru clapete și arcuri.<br>Examinarea obligatorie a fiecărui material cu ajutorul procedeelor de cercetare nedestructibile dacă este îndoit, are intercalații de zgură etc.<br>Evitarea, respectiv reducerea acțiunii crestării la clapetele și arcurile supapelor |

Clapetele și clapetele arc sînt elemente foarte solicitate ale supapelor și supuse intens la uzură.



Durabilitatea lor este influențată de mai mulți factori hotărîtori, dintre care cei mai importanți sînt: turația, presiunea de regim a aerului (gazului), cursa clapetei, felul gazului comprimat și gradul de impuritate al acestuia, nivelul temperaturii și felul uleiului utilizat. Controlul regulat al supapelor și îndepărtarea crustei depuse pe ele au un rol important. Din cauza multiplelor posibilități de influență nu se pot da indicații valabile pentru durabilitatea clapetelor și a supapelor în general.

Se recomandă ca supapele compresoarelor, clapetele, arcurile și plăcile arc să fie înnoite după anumite perioade de timp, prevăzute în cartea tehnică a acestora.

### 4.3.6. UNGEREA COMPRESOARELOR

**Calități cerute uleiului de ungere.** La compresoarele care nu au cap de cruce, atît mecanismul de acționare cît și cilindrul compresorului se ung cu același ulei, ulei de compresor. La compresoarele care au cap de cruce mecanismul de acționare se unge cu uleiul prevăzut, iar cilindrii cu ulei pentru compresor.

Uleiurile folosite la ungerea cilindrilor trebuie să fie viscoase, deoarece proprietățile de ungere ale uleiului și capacitatea sa de etanșare depind în primul rînd de viscozitate. În afară de aceasta uleiurile trebuie să fie stabile, adică să-și păstreze proprietățile în mașină, atunci cînd sînt în contact cu gazul cald. Această cerință este importantă în special cînd gazul se comprimă. Uleiurile folosite pentru ungerea cilindrilor nu trebuie să aibă tendința de a alcătui emulsie cu apa.

Pentru ungerea compresoarelor care comprimă aer, trebuie folosite uleiuri care sub acțiunea oxigenului din el și la temperatura și presiunea din cilindru se oxidează foarte puțin. Cercetările făcute asupra cauzelor care au provocat explozii la stațiile de compresoare au arătat că principala cauză a exploziilor este formarea de cocs din uleiul care s-a depus în cilindru, în conducta de refulare, iar dacă nu există răcitor final și în rezervorul tampon. Cocsul se formează dintr-un film în formă de lac, din uleiul care s-a îngroșat datorită vaporizării componenților ușor volatili.

Cărbunele din uleiul care se depune pe pereții conductelor, ca un strat a cărui grosime este apreciabilă, este inflamabil, iar la temperaturi ridicate se poate autoaprinde. Prin creșterea temperaturii se accelerează formarea de cocs din ulei. Dacă supapele de refulare devin neetanșe prin formarea de cocs, atunci apare încă o compresiune a aerului care face să crească considerabil temperatura. O altă cauză pentru creșterea temperaturii este îngustarea secțiunii conductei de refulare, prin depunerea cărbunelui din uleiuri. Conducta opune aerului o rezistență mai mare, în acest caz gradul de compresiune crește, la fel și temperatura care accelerează procesul de formare a cărbunelui din ulei.

Explozia unui amestec de vapori de ulei și aer are loc numai dacă există proporția de 30 pînă la 42 mg ulei la 1 l aer. Acest raport de amestec, chiar dacă ungerea este abundentă, nu poate avea loc, așa că o explozie poate fi declanșată numai de aprinderea cărbunelui din ulei. S-a constatat că oxizii de fier, respectiv rugina sînt un puternic catalizator pentru oxidarea uleiului. Este foarte probabil că în cazul exploziilor în stațiile de compresoare, în unele cazuri, cărbunele din ulei s-a aprins printr-o scînteie mecanică sau electrică. Cauza acesteia poate fi o lovitură în cilindru sau în conducta de refulare, sau formarea unei scîntei datorită încărcăturii electrostatice ce se poate forma la transportul unor bucăți de corpuri solide în conducta de aer comprimat. Aprinderea care s-a produs într-un anumit loc al conductei se propagă în lungul acesteia, ceea ce face să crească considerabil temperatura în conductă, iar uleiul, care se găsește în cărbunele provenit din ulei în proporție de pînă la 30%, se vaporizează. Prin acest fenomen vaporii de ulei pot atinge cantitativ valoarea necesară pentru limita de declan-

șare a exploziei, iar în acest caz aprinderea se transformă în explozie. Deoarece la temperaturi de peste 140°C hidrocarburile grele se descompun și se formează legături între hidrocarburile ușoare, explozia se poate transforma în detonație, fiind posibilă distrugerea conductei în mai multe puncte, sau pe un tronson mai mare.

Punctul de inflamabilitate al uleiurilor pentru compresoare nu trebuie să fie sub 200°C, iar pe lîngă celelalte calități cerute, procentul de cenușă să fie foarte mic.

**Norme de consum pentru ulei.** Se recomandă ca pentru ungerea cilindrilor de presiune joasă și medie pentru aer, să se folosească următoarele consumuri:

— pentru compresoare orizontale $C_c = 0{,}200$ g/100 m² suprafață de ungere;

— pentru compresoare verticale $C_c = 0{,}250$ g/100 m² suprafață de ungere.

Consumul de ulei pentru ungerea unui cilindru se poate calcula conform relației:

$$g_c = 1{,}2 C_c \cdot D_c \cdot s \cdot h \quad [\text{g/h}] \tag{4.69}$$

în care: $D_c$ este diametrul cilindrului, m;

$s$ — cursa pistonului, m;

$n$ — numărul de turații pe minut;

$C_c$ — 0,200 respectiv 0,250, consumul specific pe 100 m² suprafață de ungere.

Pentru treptele de înaltă presiune între 50 și 350 bar, valorile rezultate din relația (4.69) se vor înmulți cu 1,5 pînă la 2,0, iar între 100 și 350 kgf/cm² se vor înmulți cu 3 pînă la 4. În unele țări valorile lui $C_c$ sînt mai mici decît cele recomandate la Congresul din Strasburg, fiind reduse la jumătate.

Consumul de ulei pentru presetupe se cifrează la 1 pînă la 3 g pe 100 m² suprafață de ungere a tijei pistonului, unde valorile mari sînt valabile pentru trepte de înaltă presiune.

Cantitatea de ulei necesară pentru mecanismul de acționare este în funcție de cantitatea de căldură care trebuie să fie evacuată de către ulei. La compresoarele care au la mecanismul de acționare cap de cruce, se poate considera că 30% din totalul energiei cheltuită pentru învingerea frecării se consumă la mecanismul de acționare, iar la compresoarele fără cap de cruce 20%. Ținînd seama de cantitatea de căldură ce trebuie evacuată de la mecanismul de acționare, cantitatea de ulei, $g_m$, necesară pentru ungerea lui se poate calcula cu relația:

$$g_m = \frac{(0{,}2 \ldots 0{,}3)\, 860\, P_j (1 - \eta_{mec})}{60 \rho_u C_u \Delta t_u} \quad [\text{l/min}] \tag{4.70}$$

în care: $P_j$ este puterea de acționare la arborele compresorului, kW; $\eta_{mec}$ — randamentul mecanic al compresorului; $\rho_u$ — densitatea uleiului ($\rho_u = 0{,}9$ kg/l); $C_u$ — căldura specifică a uleiului ($C_u = 0{,}45$ kcal/kg grd); $\Delta t_u$ — diferența dintre temperatura de intrare și de ieșire de la locul de ungere a uleiului, grade.

La compresoarele cu cap de cruce, temperatura de ieșire a uleiului de ungere din mecanismul de acționare nu trebuie să depășească 60°C, iar la cele fără cap de cruce 70°C.

La sistemul de ungere care nu are în circuit răcitor de ulei, în timpul verii $\Delta t_u = 10° - 15°$C. La cele care au răcitor de ulei în circuit, în funcție de mărimea răcitorului de ulei, $\Delta t_u = 20° - 25°$C.

Debitul pompei de ulei, $V_p$, trebuie să fie cu 50 pînă la 100% mai mare decît debitul necesar pentru ungere, adică $V_p = (1{,}5 \ldots 2)\, g_m$, unde factorul mai mic se ia în considerare pentru compresoarele mari. Această majorare este necesară datorită posibilității de scădere a debitului pompei. În cazul unui compresor cu cap de cruce se recomandă întotdeauna folosirea unui răcitor pentru ulei.



Literatura tehnică de specialitate recomandă, pe baza experiențelor, un consum total de ulei de 50 pînă la 80 g/1000 m³ aer aspirat, sau 0,4 pînă la 0,8 g/100 m² suprafață de ungere și oră. Valoarea mică a consumului este pentru treapta de joasă presiune, iar cea mare pentru treapta de înaltă presiune.

De asemenea, se recomandă ca în circuitul de ungere să existe 1 litru de ulei/m³ aer aspirat și treaptă de compresor.

Dacă uleiul se murdărește, atunci pe partea de aspirare a pompei se montează un filtru grob, iar pe partea de refulare unul fin.

Viteza uleiului în conducta de aspirare poate fi 0,5 pînă la 1 m/s, iar în conducta de refulare 3 m/s. Debitul uleiului trebuie să fie mare pentru ca să aibă timp să se răcească; în acest caz el trebuie să se schimbe mai rar. Un alt motiv pentru care cantitatea de ulei trebuie să fie mare, în circuitul de ungere, este faptul că uleiul nu trebuie repompat mai mult de 12 pînă la 16 ori/oră, pentru ca în rezervorul de ulei să se poată depune anumite impurități pe care le-ar lua din mașină în timpul ungerii. Presiunea uleiului trebuie să fie cuprinsă între 1,5 și 3 kgf/cm².

La un compresor nou, după 72 ore de funcționare în sarcină plină, uleiul trebuie schimbat, apoi după 500 ore în cele din urmă după 1000 ore de funcționare. Cu aceasta se reintră în normal, iar uleiul de la sisteme adecvate de curgere se schimbă sau se curăță o dată la un an. Schimbarea uleiului se face totdeauna cînd compresorul este cald.

La fiecare schimbare a uleiului se curăță și rezervorul de ulei.

Prin montarea filtrelor continue și a unui răcitor, care ține temperatura uleiului, pe cît posibil, sub 40°C, se încetinește îmbătrînirea lui și prin aceasta se prelungește timpul de rămînere în circuitul de ungere.

Dacă circuitul de ungere este prevăzut cu acționare separată a compresorului, atunci motorul de acționare a compresorului se cuplează în așa fel, încît pompa de ungere să producă presiunea de ungere necesară înainte ca motorul compresorului să fie cuplat. Dacă nu există o astfel de programare, atunci înainte de pornirea compresorului trebuie să existe posibilitatea acționării manuale a pompei de ungere.

În sistemul circuitului de ungere este necesar să se monteze un *releu de control a presiunii*. Acest releu trebuie să dea semnale de avertisment acustice și optice cînd s-a depășit linia inferioară a presiunii uleiului. Paralel cu acesta mai trebuie montat un al doilea releu de control a presiunii, care să dea un impuls pentru decuplarea motorului compresorului, atunci cînd presiunea uleiului scade brusc la zero.

**Ungerea cilindrilor.** Se pot deosebi trei forme de realizare a ungerii cilindrilor: ungerea prin stropirea cilindrilor de către uleiul din carterul compresorului, ungerea indirectă prin introducerea uleiului pulverizat în curentul aerului aspirat și ungerea directă prin trimiterea uleiului sub presiune nemijlocit pe suprafața de rulare.

*Ungerea prin stropire* (balbotare) se poate realiza numai la compresoarele care nu au cap de cruce.

*Ungerea indirectă* a cilindrilor se face tot la compresoarele fără cap de cruce, unde nu poate fi folosită ungerea prin stropire. O parte din aer este aspirat prin carterul compresorului, care se încarcă cu ulei și îl transportă în cilindru. Este o ungere imperfectă și, în general, se evită folosirea ei.

*Ungerea directă* a cilindrilor se folosește, în general, atît la compresoarele orizontale cît și la cele verticale. Este caracteristică pentru compresoarele care au cap de cruce.

Pe lîngă alte avantaje, acest sistem de ungere permite folosirea unui ulei diferit pentru ungerea mecanismului de acționare, față de cel folosit la ungerea cilindrilor.

De asemenea, sînt alimentate cu ulei și presetupele.

**Ungerea mecanismului de acționare.** Așa cum s-a văzut, se poate face prin stropire la compresoarele fără cap de cruce. Fiind o ungere nesatisfăcătoare, se folosește numai la compresoare mici și cu funcționare discontinuă.

Ungerea mecanismului de acționare se face în mod normal din circuitul de ungere al pompei, care trimite uleiul sub presiune la suprafețele de contact dintre fusurile arborilor și cuzineți, la suprafețele dintre bolțurile pistoanelor și bucșa bielei sau umerii pistoanelor și la sania capului de cruce. Pe baza datelor din exploatările miniere, consumul de ulei pentru lagăre este după cum urmează :

| Diametrul lagărului (fusului) [mm] | Consum de ulei în g pe 8 ore |
|---|---|
| 30 | 12 |
| 30—50 | 16 |
| 80—80 | 24 |
| peste 80 | 32 |

În fig. XXIII.168 se vede schema unui circuit de ungere pentru un compresor vertical fără cap de cruce. Circuitul este compus din filtrul de aspirație *1*, pompa cu roți dințate *2*, supapa de preaplin *3*, filtrul grob *4*, filtrul fin *5* și manometrul *6*.

În fig. XXIII.169 se vede schema unui circuit de ungere pentru un compresor orizontal cu cilindri opuși care se compune din : locurile de ungere pentru suprafețele de refulare ale cilindrilor *1*, locurile de ungere pentru presetupe *2*, instalația de ulei sub presiune *3*, motorul instalației de ulei sub presiune *4*, motorul de acționare a compresorului *5*, carcasa mecanismului de acționare *6*.

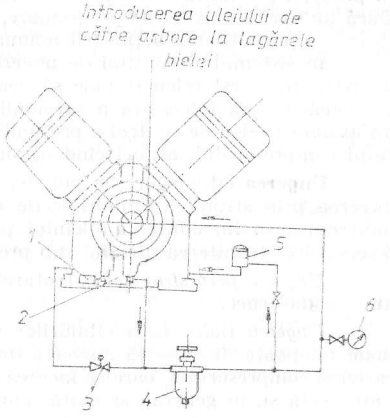



Fig. XXIII.168. Schema de ungere a unui compresor vertical fără cap de cruce.

În fig. XXIII.170 se vede schema de cuplare a unui dispozitiv de alarmă privind supravegherea circuitului de ungere. Atunci cînd presiunea uleiului scade sub un anumit nivel, prin manometrul de contact se dă alarmă pentru remedierea defecțiunii din sistemul de ungere.



Trebuie reținut că pentru ungerea compresoarelor nu este admis să se folosească decît uleiurile prescrise direct în acest scop, sau cele indicate de uzina constructoare de compresoare. Indicele de viscozitate Dean-Devis al acestor uleiuri este cuprins între 300 și 400, adică sînt uleiuri a căror viscozitate este cel mai puțin influențată de temperatură.

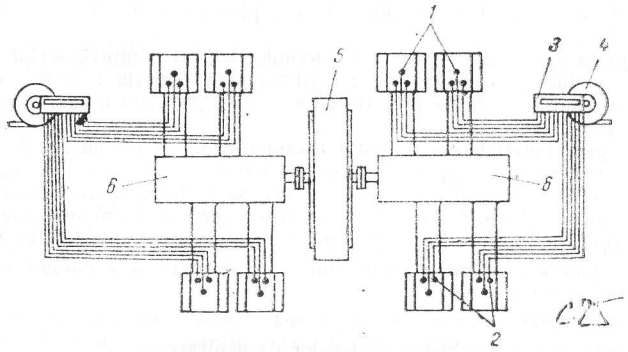



Fig. XXIII.169. Schema de ungere a unui compresor orizontal cu cilindri opuși.

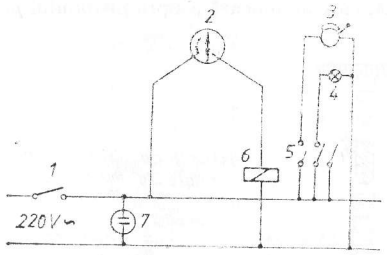



Fig. XXIII.170. Schema de cuplare a unei instalații de alarmă optică și acustică pentru supravegherea alimentării cu ulei :

*1* — contact auxiliar la comutatorul principal ; *2* — manometrul de contact ; *3*—clopot de alarmă 220 V ; *4* — semnal luminos 220 V(verde, roșu) ; *5* — comutator cu releu, 220 V ; *6* — releu 220 V ; *7* — lampă de control.

## 4.3.7. REGLAREA DEBITULUI COMPRESOARELOR CU PISTON

**Reglarea debitului la compresoare are drept scop punerea în concordanță a cerințelor exploatării cu variațiile inevitabile ale presiunii și debitului, în așa fel încît presiunea în rețeaua de conducte să rămînă neschimbată sau să varieze între anumite limite restrînse.**

**Astfel, într-o mină, către sfîrșitul schimbului de lucru, unii consumatori de aer comprimat, mai ales perforatoarele sînt oprite din lucru, în vederea încărcării cu exploziv a găurilor de mină. Această scoatere din funcțiune a consumatorilor nu se poate face după un program stabilit, deoarece durata de perforare este diferită la fiecare front de lucru.**

Dacă stația de compresoare este bine dimensionată, pe măsură ce consumatorii sînt scoși din funcțiune, aceasta va debita un volum prea mare de aer în raport cu cel cerut de consumatori și în acest caz presiunea aerului va crește atît în rezervorul tampon cît și în rețeaua de conducte. Presiunea maximă, care în condițiile normale de lucru ar putea ajunge pînă la 7,5 bar (numai în unele țări pînă la 40 bar), nu trebuie să fie depășită, deoarece ar putea provoca neajunsuri ca: uzură prematură a utilajelor pneumatice, defectarea furtunurilor de cauciuc, pierderi mari de debit prin neetanșeități etc.

Pentru evitarea depășirii presiunii maxime, debitul compresoarelor se reglează. Această reglare se face prin 3 procedee: reglarea prin variația turației, reglarea prin oprirea compresorului și reglarea prin funcționarea în gol. Reglarea prin funcționarea în gol este procedeul cel mai utilizat.

**Reglarea prin funcționarea în gol a compresorului.** Acest sistem de reglare este cel mai simplu și în același timp cel mai ieftin. Pentru aplicarea lui se va ține seama de faptul că în timpul funcționării în gol, trebuie să se învingă nu numai rezistențele mecanice ale compresorului, dar și pierderile de putere ale motorului de antrenare.

Procedeul de reglare prin mersul în gol se poate realiza în 3 feluri:

— prin cuplarea la volumul cilindrului de joasă presiune a compresorului a unui spațiu vătămător suplimentar;

— prin închiderea conductei de aspirare;

— prin menținerea deschisă a supapelor de aspirare.

Ultimele două feluri de reglare sînt cel mai des întîlnite.

*Reglarea prin închiderea conductei de aspirare.* Aparatul de reglare a debitului prin închiderea conductei de aspirare constă dintr-un releu $R$ (fig. XXIII.171) în interiorul căruia se găsește o tijă filetată $t_f$ și un arc $A$, care acționează asupra pistonului $p$. Pistonul $p$ are la partea inferioară tija $t$.

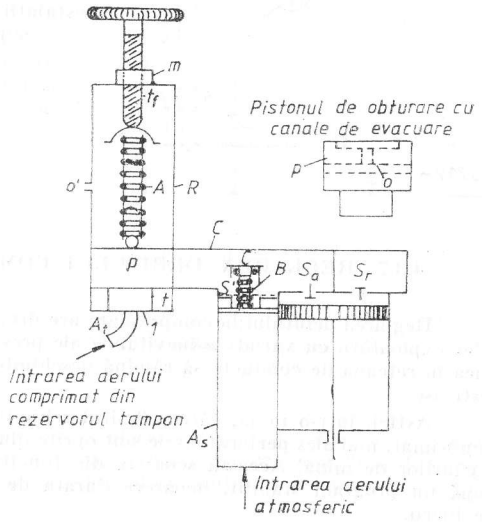



Fig. XXIII.171. Reglarea debitului prin obturarea conductei de aspirare.



Pistonul $p$ poate fi încărcat ca solicitare de arcul $A$ prin intermediul piuliței moletate $m$, în așa fel încît numai la o anumită presiune a aerului comprimat care intră din rezervorul tampon prin conducta $A$ să poată fi ridicat.

La început aerul comprimat acționează numai asupra suprafeței *1* a pistonului, dar după ce pistonul este puțin ridicat, el acționează asupra întregii secțiuni, deci forța de apăsare va fi mai mare, pistonul $p$ va fi ridicat mai sus, iar aerul comprimat va pătrunde prin conducta $C$ și va apăsa asupra registrului $C'$ care închide conducta de aspirație $A_s$, aerul atmosferic nu mai poate ajunge la supapa de aspirare $S_a$ a compresorului, iar acesta va funcționa în gol.

Între timp, deoarece lucrează un număr mic de consumatori de aer comprimat și compresorul nu debitează, presiunea aerului în rezervorul tampon va scădea, din această cauză pistonul $p$ va reveni în poziția sa inițială, va obtura conducta $C$, iar prin canalul $O$ cu care este prevăzut pistonul $p$, aerul comprimat din conducta $C$ ajunge în cilindrul releului $R$, iar de aici prin orificiul $O'$ în atmosferă. Pistonul $C'$ va reveni, de asemenea, în poziția sa inițială și va lăsa liberă pătrunderea aerului atmosferic la supapa de aspirație $S_a$.

Ariile suprafeței *1* și a secțiunii de jos a pistonului sînt astfel calculate încît tensiunea arcului învinge presiunea asupra pistonului numai atunci cînd scăderea de presiune din rezervorul tampon este de aproximativ 10% din presiunea normală de lucru.

În fig. XXIII.172 se vede un dispozitiv de reglare a debitului după principiul arătat mai sus. Aerul aspirat prin filtrul *1* circulă prin orificiile *3* ale pistonului de reglare *4* spre cilindrul compresorului. Dacă scade debitul cerut de consumatori, atunci crește presiunea în rezervorul tampon și prin aceasta pistonul *9* se mișcă spre dreapta. În această situație aerul comprimat ajunge prin orificiul *10* sub pistonul de reglare *4* și îl împinge în sus comprimînd arcul *2*. Prin această mișcare în sus a pistonului de

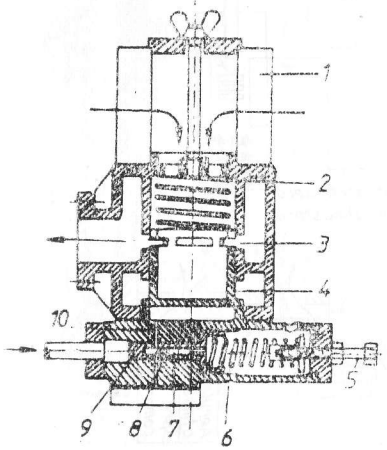



Fig. XXIII.172. Reglarea debitului prin mersul în gol.

reglare sînt acoperite orificiile *3* din carcasa de reglare, așa că aerul atmosferic nu mai poate circula spre compresor. La scăderea presiunii în rezervorul tampon, forța se reglează prin șurubul *5* a arcului *6*, împinge din nou pistonul *9* spre dreapta pînă cînd orificiile *8* și *10* se suprapun, iar aerul comprimat care se găsește sub pistonul de reglare se destinde prin orificiul de aerisire *7*.

*Reglarea prin menținerea deschisă a supapei de aspirare.* Aparatul de reglare a debitului compresorului cu piston, prin menținerea deschisă a supapei de aspirare, constă dintr-un cilindru *a* (fig. XXIII.173) în care se găsește un piston *p* încărcat printr-un arc *A*, iar arcul la rîndul său poate să fie solicitat prin tija filetată $t_f$. Conducta *L* este în legătură cu rezervorul de aer comprimat, în care debitează compresorul. Prin intermediul tijei filetate $t_f$ arcul *A* se solicită în așa fel încît el permite pistonului *p* să se ridice numai atunci cînd presiunea aerului din rezervorul tampon a depășit limita presiunii dorite. Pistonul *p* are o tijă *T* cu terminație conică *v* care obturează conducta *C*. În momentul cînd presiunea aerului comprimat din rezervorul tampon a depășit presiunea normală (reglată), pistonul *p* învinge rezistența arcului *A* și este ridicat de presiunea aerului, iar conducta *C* nu mai este obturată de terminația conică *v* a tijei *T*, astfel că aerul comprimat pătrunde în conducta *C'* și apasă asupra pistonului *p'* (fig. XXIII.174). Pistonul *p'* are o tijă cu o terminație în formă de cap de furcă *g* (gheară) care, atunci cînd pistonul *p'* este apăsat în jos, pătrunde prin orificiile supapei și apasă clapeta *cl* a supapei, îndepărtînd-o de scaunul său, menținînd-o deschisă. Aerul aspirat este refulat pe același drum pe care a intrat în cilindrul compresorului, deci fără să fie comprimat.

Rămînînd încă un număr mic de consumatori în funcțiune, iar compresorul nedebitînd, presiunea aerului va scădea în rezervorul tampon și nu va mai putea menține ridicat pistonul *p*. Tija acestuia *T*, prin ventilul conic *v*, va închide conducta *C*, iar aerul comprimat nemaiapăsînd asupra pistonului *p'*, capul de furcă *g* nu va mai ține deschisă clapeta *cl*, compresorul funcționînd normal.

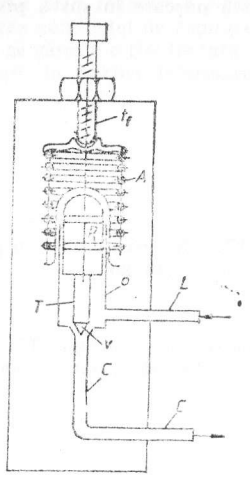



Fig. XXIII.173. Releu pneumatic pentru reglarea debitului prin menținerea deschisă a supapei de aspirare.

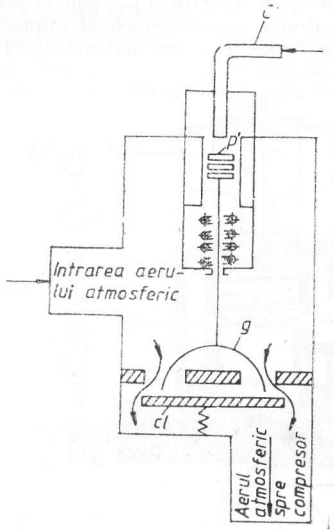



Fig. XXIII.174. Dispozitiv cu cap de furcă pentru menținerea deschisă a supapei.



Acest procedeu de reglare a debitului la compresoarele cu piston este mult mai răspîndit decît cel cu închiderea supapei de aspirare. Prin el, la compresorul cu 3 cilindri, se poate face reglarea în următoarele trepte : 0,25 %, 50 %, 75 % și 100 %.

În fig. XXIII.175 se redă supapa de aspirare cu dispozitivul ei de reglare care o poate menține deschisă.

Fig. XXIII.175. Vedere de ansamblu a supapei de aspirare și a capului de furcă.

În fig. XXIII.176 se arată un dispozitiv tip Zwickauer Maschinenfabrik (R.D.G.) construit după acest principiu. Dacă presiunea crește în rezervorul tampon, atunci prin

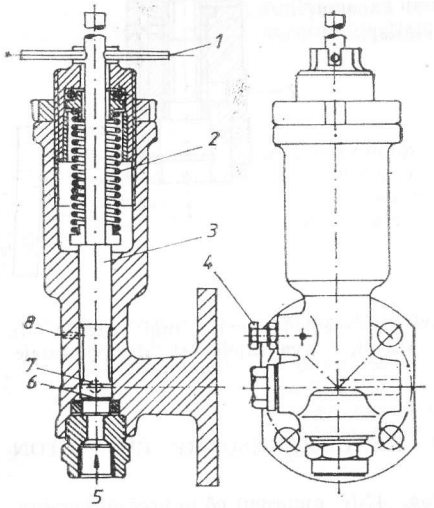



Fig. XXIII.176. Ventil de reglare : *1* — mîner pentru ridicarea ventilului de reglare; *2* — arc de reglare; *3* — fus; *4* — șurub de strangulare; *4* — aer de la rezervorul tampon; *6* — piston de reglare; *7* — orificiu; *8* — orificiu de aerisire.

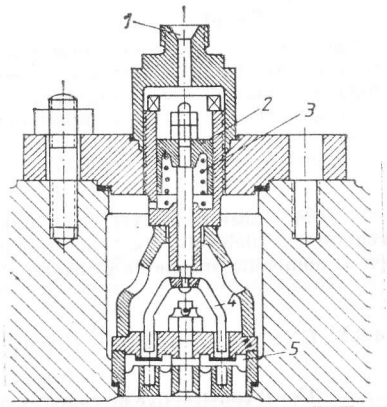



Fig. XXIII.177. Cap de furcă pentru menținerea deschisă a supapei de aspirare : *1* — intrarea aerului de reglare; *2* — piston de reglare; *3* — arc de readucere; *4* — cap de furcă; *5* — supapă de aspirare.

pistonul de reglare *6*, în fusul *3* este comprimat arcul *2* prin care se reglează presiunea la care acesta cedează și se comprimă. La o anumită presiune pentru care este reglat arcul *2*, pistonul *6* lasă liber orificiul *7* prin care aerul comprimat pătrunde apoi la pistonul *2* din fig. XXIII.177. Tija pistonului *2* se termină printr-un cap de furcă care apasă clapeta supapei de aspirare și o menține deschisă.

Dacă presiunea scade în rezervorul tampon, atunci arcul *2* împinge fusul *3* (fig. XXIII.176) în jos, iar pistonul închide intrarea aerului comprimat din rezervorul tampon. Muchia superioară a pistonului *6* face legătura între canalul de aer *7* și orificiul de aerisire *8*, așa că aerul comprimat din cilindrul pistonului de acționare a capacului de furcă (fig. XXIII.177) ajunge în atmosferă. Arcul *2* poate fi înlocuit prin greutăți, așa cum se vede în fig. XXIII.178.

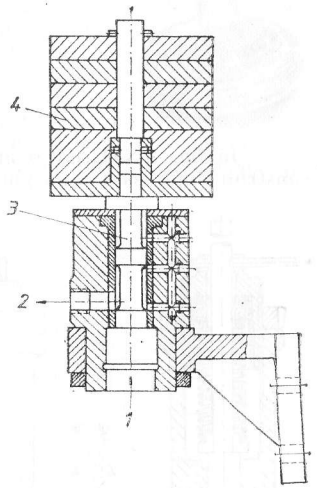



Fig. XXIII.178. Aparat de reglare a presiunii :
*1* — aer de la rezervorul tampon; *2*— spre pistonul de reglare; *3*— piston de reglare ; *4* — greutăți.

În tabelul XXIII. 30 sînt cuprinse procedeele cele mai uzuale de reglare a debitului la compresoarele cu piston, avantajele și dezavantajele cît și domeniile optime de utilizare.

## 4.3.8. EXEMPLIFICAREA UNOR TIPURI DE COMPRESOARE CU PISTON

**Tipuri constructive de compresoare cu piston.** Este cunoscut că în prezent compresoarele cu piston se construiesc aproape exclusiv cu dublu efect. În fig. XXIII.179 sînt prezentate tipurile constructive mai importante de compresoare cu simplu și dublu efect.

Compresoarele verticale pot fi montate pe o suprafață îngustă dacă sînt cuplate direct cu motoarele de acționare, însă pentru stabilitatea lor necesită fundații mari.

În unele cazuri, cu toate că necesită mult spațiu, sînt preferate compresoarele orizontale, mai ales cînd este vorba de puteri și presiuni finale mari, deoarece accesul la



*Tabelul XXIII.30*

**Procedee de reglare pentru compresoarele cu piston, avantaje, dezavantaje și domenii de utilizare**

| Felul procedeului de reglare | | Avantaje | Dezavantaje | Domeniul preferat de utilizare |
|---|---|---|---|---|
| 1 | | 2 | 3 | 4 |
| Reglarea turației | | Funcționarea cu randament optim a compresorului pentru debite parțiale. Adaptarea fără trepte a debitului compresorului la consumatori | Pentru acționare cu motoare electrice pierderi de energie electrică, deci costisitoare | Instalații de compresoare de puteri medii și mari, acționate cu mașini cu abur, turbine cu gaz sau motoare cu combustie internă |
| Reglarea prin oprirea compresorului | | Construcție simplă a compresorului, compresorul nu funcționează cu sarcină parțială | Limitat numai pentru compresoare cu debite mici. Cuplarea și decuplarea frecventă duce la uzură prematură | Instalații de compresoare cu debite pînă la cca 120 m³/h. La funcționare intermitentă pînă la puteri ale electromotorului de maximum 15 kW. |
| Reglare la turație constantă | Reglarea prin oprirea individuală a cîte un cilindru | Cheltuieli mici pentru reglare, deservire ușoară a compresoarelor | Reglare numai în trepte, solicitare neechilibrată a sistemului de acționare, pericol de încălzire a aerului aspirat | La compresoarele care au cilindri în paralel și cînd alimentarea consumatorilor se face în trepte |
| Reglare la turație constantă | Reglare prin intercalarea de spațiu vătămător suplimentar | Comportare favorabilă a compresorului la sarcină parțială prin utilizarea completă a expansiunii aerului | Creșterea cheltuielilor de construcție a compresoarelor cît și a masei lor. Se nasc probleme suplimentare de etanșare | Instalații mari de compresoare cu alimentare în trepte a consumatorilor |
| Reglare la turație constantă | Reglarea prin obturarea conductei de aspirare | Cheltuieli mici pentru construcția compresoarelor, deservire și întreținere ușoară | Randament mic de funcționare cu debit parțial, creșterea gradului de compresiune | Ar trebui utilizate numai la instalații mici de compresoare, care necesită un domeniu restrîns d reglare |

*Tabelul XXIII.30* (continuare)

| 1 | 2 | 3 | 4 |
|---|---|---|---|
| Reglare prin mers în gol al compresorului cu menținerea deschisă a supapelor de aspirare | Se cîștigă cca 25% din energie dacă se compară cu reglarea prin obturarea conductei de aspirare | Construcție relativ complicată a compresorului, sensibil la aer murdar, cheltuieli mai mari de întreținere | Instalații mijlocii și mici de compresoare unde alimentarea cu aer se face cu pronunțat caracter intermitent. La instalații mari de compresoare acest procedeu de reglare este concurat de reglarea fără trepte |
| Reglare fără trepte: Reglarea fără trepte prin supapele de aspirare | Adaptare ideală la sarcina compresorului și la consumatorii de aer, randament bun la funcționare cu debit parțial | Creșterea cheltuielilor de construcție și întreținere, foarte sensibil la aer sau gaz murdar, creșterea pretențiilor la funcționarea supapelor | La instalațiile moderne de compresoare de putere medie și mare și pentru gaze curate sau puțin murdare |
| Reglare fără trepte: Reglarea fără trepte prin spații vătămătoare | Comportare bună la funcționarea cu debit parțial, recîștigarea energiei prin expansiunea aerului | Creșterea cheltuielilor de construcție și a masei compresoarelor prin spații vătămătoare suplimentare | Instalații de compresoare de putere medie și mare pentru gaze murdare |

elementele care trebuie întreținute este mai ușor, iar piesele mari și grele se pot monta mai ușor.

Compresoarele cu două trepte cu doi cilindri în formă de V sau cu 3 cilindri în formă de W prezintă avantajul unui mers liniștit și a echilibrării forțelor tangențiale pe o suprafață mică.

Compresoarele cu doi cilindri în formă de L sînt astăzi foarte răspîndite, deoarece piesele care trebuiesc întreținute (din cilindrul orizontal sau vertical) sînt ușor accesibile și pentru că forma constructivă este foarte simplă.

Răcitorul intermediar se poate monta, la aceste compresoare, între cilindrul orizontal și vertical, realizîndu-se economie de spațiu.

**Tipuri constructive de cilindri și montarea supapelor.** În fig. XXIII.180 se văd tipurile constructive de cilindri ai compresoarelor și montarea supapelor în ele.



Supapele montate pe axa transversală a cilindrului se văd în fig. XXIII.180, *a* și *d*. Ele sînt amplasate de jur împrejurul cilindrului sub formă inelară și prezintă avantajul unui drum scurt și fără strangulări pentru aer, existînd și un bun acces pentru controlul supapelor.

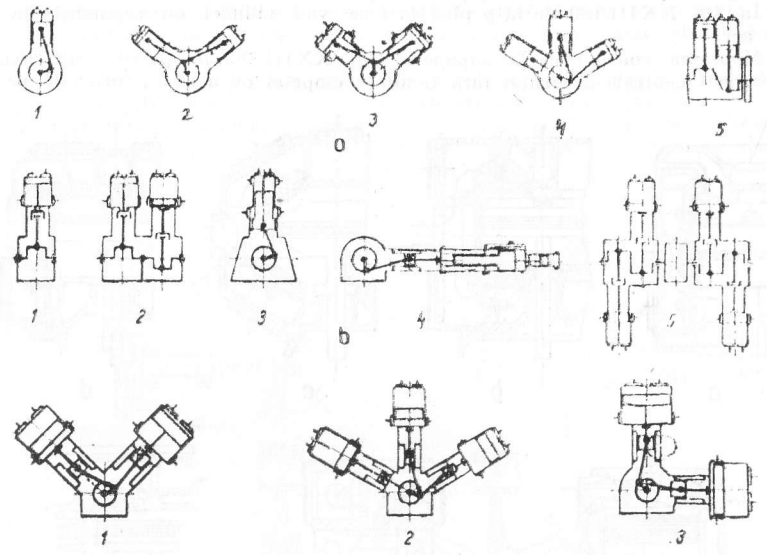



Fig. XXIII.179. Tipuri constructive de compresoare cu piston:

*a* — compresoare cu piston cu simplu efect (*1* — construcție verticală cu unul sau mai mulți cilindri în serie; *2* — construcție în formă de V; *3* — construcție în formă de V cu pitsoane diferențiate; *4* — construcție în formă de W; *5* — construcție în formă de V și dublu W; *b* — compresoare cu piston cu dublu efect (*1* — construcție verticală cu mai mulți cilindri; *2* — construcție verticală cu mai mulți cilindri în serie; *3* — construcție verticală avînd un cilindru cu două trepte; *4* — construcție orizontală cu mai multe trepte; *5* — construcție orizontală cu mai mulți cilindri în montare opusă); *c* — compresoare cu piston cu dublu efect (*1* — construcție cu doi cilindri în formă de V; *2* — construcție cu trei cilindri în formă de W; *3* — construcție cu doi cilindri în formă de L).

Cilindrul poate fi construit din două părți, așa cum se vede în fig. XXIII.180,*a*, și închis printr-un capac bine răcit. În acest caz spațiul vătămător este destul de mare, datorită montării supapelor de jur împrejurul cilindrului.

Supapele montate pe axa longitudinală a cilindrului (fig. XXIII.180, *b*) prezintă avantajul unui spațiu vătămător mai mic și posibilitatea folosirii unui piston disc care este mult mai ușor.

Supapele montate pe axă înclinată (fig. XXIII.180, *c*) prezintă avantajul unei montări sau demontări simple către în afară și permit secțiuni mari de trecere a aerului fără să necesite spațiu vătămător mare.

O formă specială de montare a supapelor este prezentată în fig. XXIII.180, *e* și se utilizează pentru compresoare cu pistoane diferențiale. În figură se văd supapele montate în treapta de joasă presiune. Spațiul dintre pistoane (săgeata cu dublu sens) este în legătură cu atmosfera, respectiv cu spațiul de aspirare.

În fig. XXIII.180 de la *g* pînă la *i* se văd cilindri cu segmenți de răcire pentru aer.

Montarea concentrică a supapelor (fig. XXIII.180, *h*) posedă atît avantajul unei scurgeri centrale a aerului fără tendința clapetei de a se răsturna de pe scaun

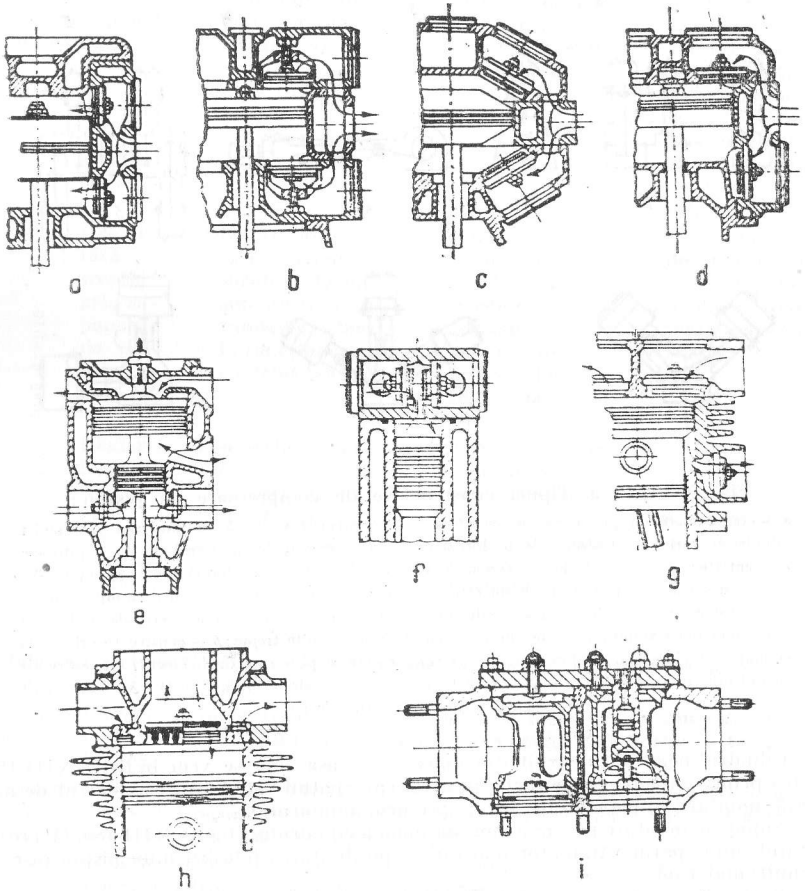



Fig. XXIII.180. Tipuri constructive de cilindri ai compresoarelor și montarea supapelor.



a admisia aerului cît și a unor spații moarte mici, deoarece nu sînt necesare buzunarele excentrice ale supapei (a se compara cu fig. XXIII.180, *b* și *d*).

Fixarea supapei și capul de furcă pentru ridicarea clapetei de pe scaun la reglarea debitului prin menținerea deschisă a supapei de aspirare se vede în fig. XXIII.180, *i*.

**Mecanismul bielă-manivelă la compresoare și elementele sale componente.** Mecanismul de acționare a unui compresor cu piston conține următoarele elemente componente :

— arborele cotit cu lagărele principale așezate la ambele capete ale coturilor de manivelă cu greutățile de echilibrare și cu șaibele sau butucii de acționare ;

— biela pentru acționarea capurilor de cruce respectiv pistoanele plonjoare cu una pînă la două capuri de bielă pentru fusurile manivelei și cu ochi pentru bolțul de la capul de cruce, respectiv de la pistonul plonjor ;

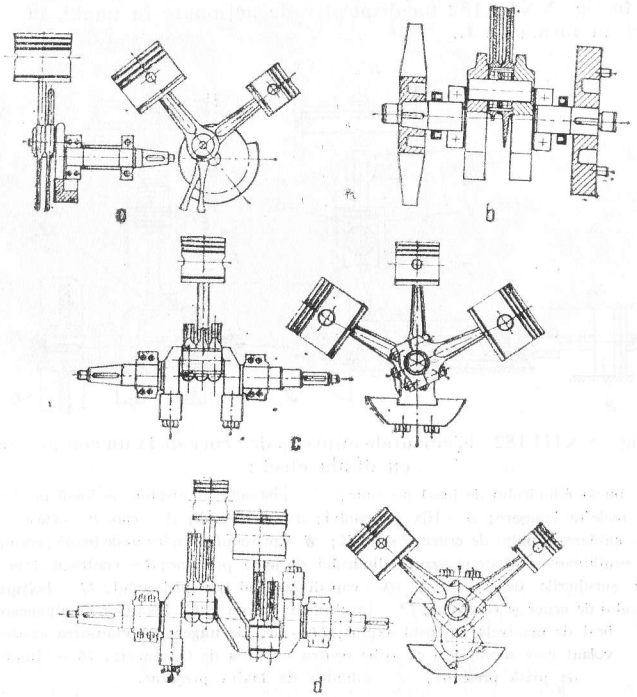



Fig. XXIII.181. Tipuri constructive de pistoane plonjoare cu mecanismele lor de acționare.

— capul de cruce cu sania de ghidare și bolțurile cu bucșele tijei pistonului și elementele de legătură.

Tot de mecanismul de acționare mai aparțin : volantul, șaibele pentru transmisie cu curea pe partea de acționare și acționarea auxiliară (ventilator de răcire, pompă pentru

ungere), dispozitivul de etanșare a axului compresorului pe ambele părți sau a tijei pistonului.

În fig. XXIII.181 se dau cîteva forme caracteristice de construcție a dispozitivului de acționare pentru pistoane plonjoare.

Dispozitivul de acționare frontal din fig. XXIII.181, *a* este foarte simplu în fabricare și montare și permite folosirea capului de bielă nedivizat cu rulmenți. Dispozitivul de acționare din fig. XXIII.181, *b* este prevăzut cu rulmenți la maneton, ceea ce este posibil numai cînd manetonul este sudat sau contractat (fretat) la brațul manivelei. De asemenea, în această situație capul bielei nu este divizat.

Dispozitivul din fig. XXIII.181, *c* este construit pentru cilindri în formă de W și se vede numai parțial în figură. Posedă un ax plin cu contragreutăți prinse de el prin înșurubare cu cot lățit pentru trei cilindri decalați între ei cu 60 pînă la 80°.

În fig. XXIII.181, *d* se vede un dispozitiv de acționare pentru compresoare simetrice, iar în fig. XXIII.182 un dispozitiv de acționare în unghi, la un compresor cu dublu efect în formă de L.

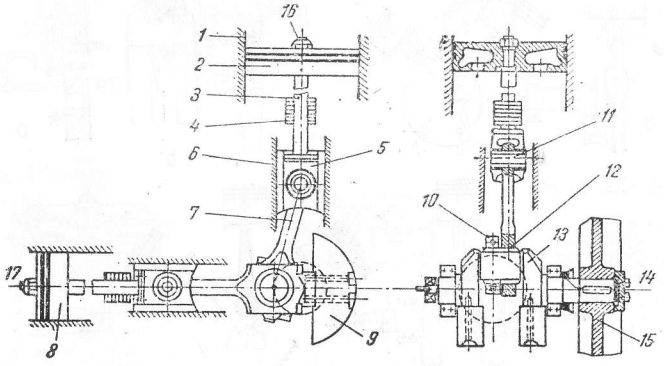



Fig. XXIII.182. Elementele unui cap de cruce de la un compresor cu dublu efect :

*1* — bucșa cilindrului de joasă presiune; *2* — pistonul cilindrului de joasă presiune cu inele de etanșare; *3* — tija pistonului; *4* — presetupă; *5* — cap de cruce; *6* — ghidarea capului de cruce; *7* — bielă; *8* — pistonul cilindrului de înaltă presiune cu echilibrarea față de pistonul cilindrului de joasă presiune; *8* — contragreutate cu șuruburile de prindere; *10* — cap divizat al tijei pistonului; *11* — bolțurile capului de cruce și reazemul; *12* — fusul manivelei cu cutia lagărelor de alunecare; *13* — braț de manivelă cu fusul axului; *14* — inel de ungere cu etanșarea axului; *15* — volant care servește și ca șaibe pentru cureaua de transmisie; *16* — cilindru de joasă presiune; *17* — cilindru de înaltă presiune.

**Compresoare fixe de mărime mijlocie.** Un compresor cu o durabilitate mare ar trebui să aibă un număr mic de cilindri și turație mică, ceea ce se poate realiza cel mai bine la compresoarele cu cilindri orizontali.

Progresul făcut de mașinile cu turație mare și de construcție ușoară, împreună cu construcția în serie a mai multor cilindri de aceeași mărime, au condus la construcția compresoarelor cu mai mulți cilindri verticali și cu turație mare. De multe ori cilindrii sînt așezați în formă de V sau de W.



Compresoarele mai mici sînt dotate cu pistoane plonjoare; cele mai mari și toate cele cu dublu efect sînt prevăzute cu cap de cruce pentru a avea durabilitate mare în funcționare continuă.

*Compresoare cu piston plonjor.* Un exemplu de construcție a unui compresor vertical cu piston plonjor se vede în fig. XXIII.183. El are două trepte de compresiune, debitul de 32,7 m³/min, presiunea finală 10 bar și turația de 750 rot/min.

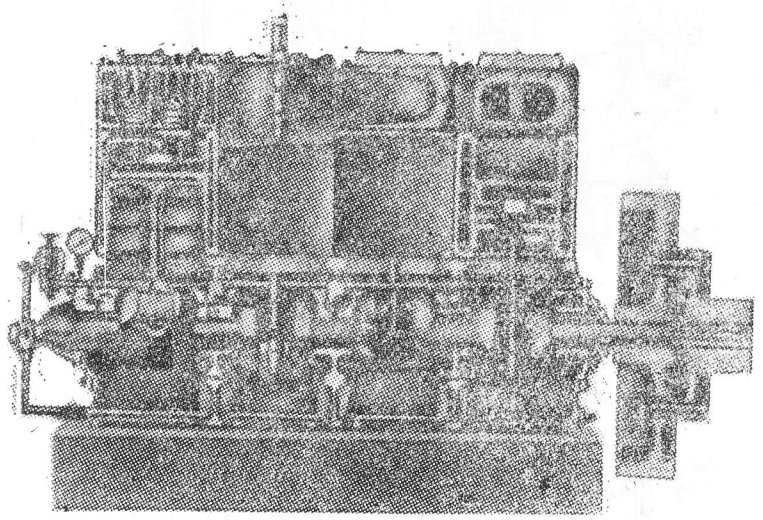


Fig. XXIII.183. Compresor vertical cu piston plonjor avînd trei cilindri de joasă și unul de înaltă presiune.

Aerul este aspirat în 3 cilindri de joasă presiune care au dimensiunile egale, iar al patrulea cilindru este de presiune înaltă.

În fig. XXIII.184 se vede un compresor vertical cu piston diferențial, avînd răcirea cu aer, debitul de 540 m³/h, presiunea finală a aerului 30 bar, iar în fig. XXIII.185 un compresor în formă de W, construit în U.R.S.S.

*Compresoare cu cap de cruce.* Sistemul de acționare cu cap de cruce are cursa cuprinsă în mod normal între 100 și 400 mm. În fig. XXIII.186 se vede un compresor cu doi cilindri cu dublu efect, avînd cursa de 160 mm.

În fig. XXIII.187 se dă secțiunea unui compresor cu cap de cruce tip Demag Z 2 F care se construiește cu două trepte, avînd debite de la 1 000 la 10 000 m³/h și presiuni finale de 12 bar la compresoarele cu două axuri și de 9 bar la cele cu trei axuri.

**Compresoare fixe mari.** Înainte, pentru compresoarele mari se folosea numai construcția orizontală. Erau compresoare cu turație mică, iar pentru presiuni foarte mari erau legate mai multe trepte în serie, deoarece lungimea lor era foarte mare. Acest mod de construcție este justificat și astăzi la compresoarele care au pînă la 6 trepte, dar cele de construcție mai nouă au o turație mai mare. De asemenea, se preferă în prezent construcția cu axele în unghi sau în formă de L.

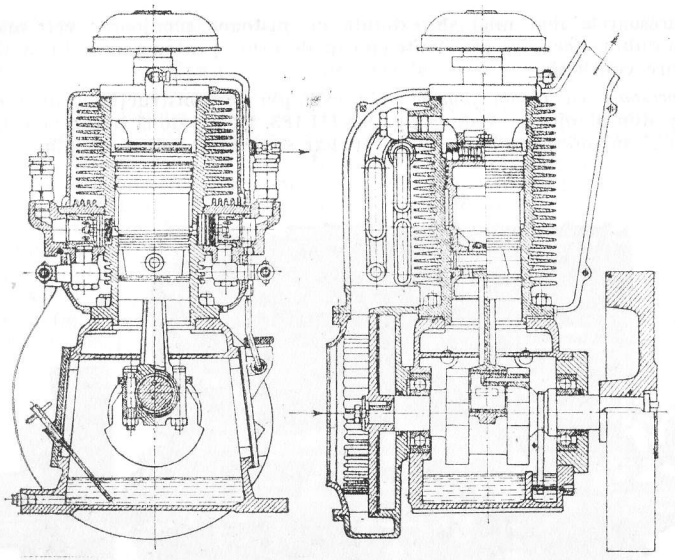


Fig. XXIII.184. Compresor vertical cu piston diferențial avînd răcire cu aer.

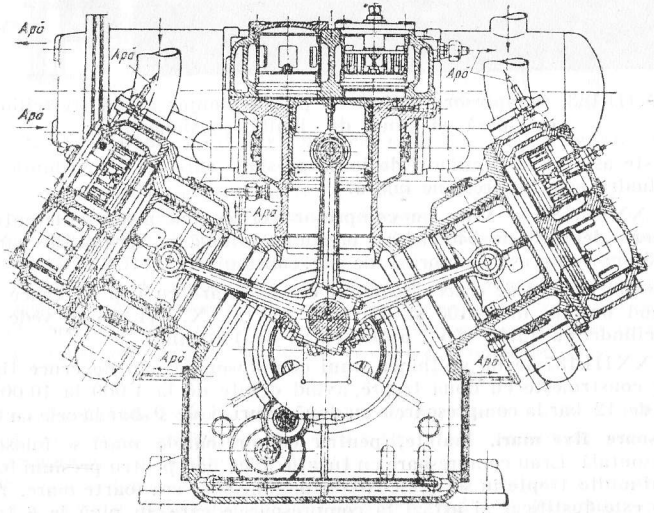


Fig. XXIII.185. Compresor cu cilindri în formă de W, construit în U.R.S.S.



Limita puterii de acționare pentru compresoarele cu piston se găsește la circa 5000 CP, (3676 kW) iar presiunea finală la peste 2000 bar.

Un exemplu de compresor modern orizontalcu șase trepte este dat în fig. XXIII.188; treptele I, III și V se văd în partea de jos, iar treptele II, IV și VI în partea de sus a figurii. Treapta de joasă presiune are diametrul cilindrului de 1220 mm, iar cursa pistonului de 800 mm. Debitul compresorului este de 12000 $m^3/h$ la o turație de 150 rot/min, presiunea finală 250 bar, iar puterea de acționare 3600 CP (2205 kW). Lungimea compresorului este 9 m, iar lățimea 7,6 m.

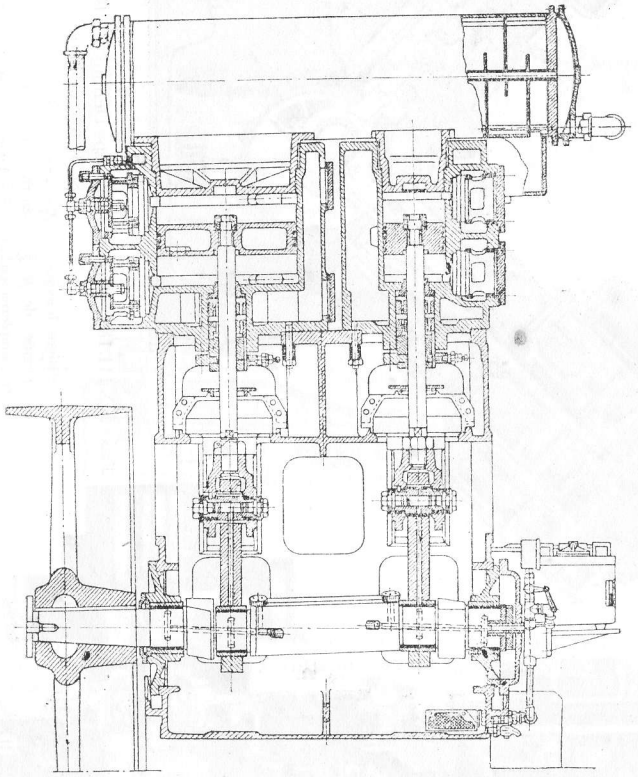


Fig. XXIII.186. Compresor cu doi cilindri cu dublu efect acționat prin cap de cruce.

În fig. XXIII.189 se vede secțiunea schematică printr-un compresor cu cilindri montați în unghi (în formă de L), avînd două trepte de compresiune, cu dublu efect, putînd comprima aer sau alte gaze. Are o singură manivelă pentru ambele biele, cursa

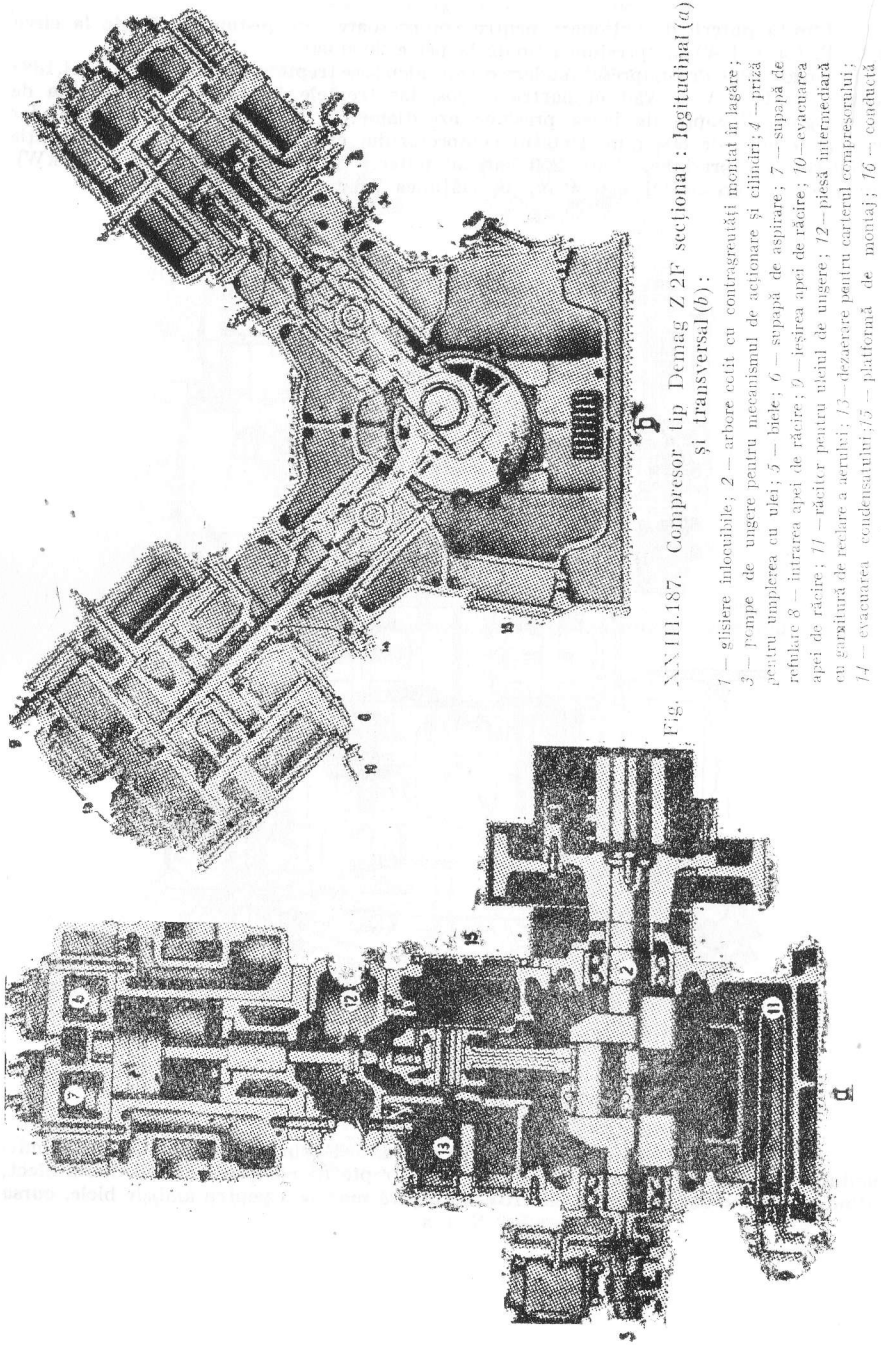


Fig. XXIII.187. Compresor tip Demag Z 2F secționat : longitudinal (*a*) și transversal (*b*) :

*1* — glisiere înclinabile ; *2* — arbore colit cu contragreutăți montat în lagăre ; *3* — pompe de ungere pentru mecanismul de acționare și cilindri ; *4* — priză pentru umplerea cu ulei ; *5* — biele ; *6* — supapă de aspirare ; *7* — supapă de refulare ; *8* — intrarea apei de răcire ; *9* — ieșirea apei de răcire ; *10* — evacuarea apei de răcire ; *11* — răcitor pentru uleiul de ungere ; *12* — piesă intermediară cu garnitură de reglare a aerului ; *13* — dezaerare pentru carterul compresorului ; *14* — evacuarea condensatului ; *15* — platformă de montaj ; *16* — conductă pentru aparatul de reglare a debitului.



de 200 mm, debitul 1200—4000 m³/h și presiunea finală 10 at (se vede contragreutatea pentru echilibrarea maselor în rotație).

**Exemple de compresoare cu mers uscat (fără ungerea cilindrilor).** *Compresoare cu inele de etanșare din grafit.* Sînt compresoare orizontale cu dublu efect ce debitează aer fără impurități de ulei, în care scop, pentru etanșare se folosesc inele de grafit presat prevăzute cu inele interioare de strîngere, care împing segmenții de grafit către pereții cilindrului. Diametrul cilindrului este de 200 mm, iar cursa 150 mm.

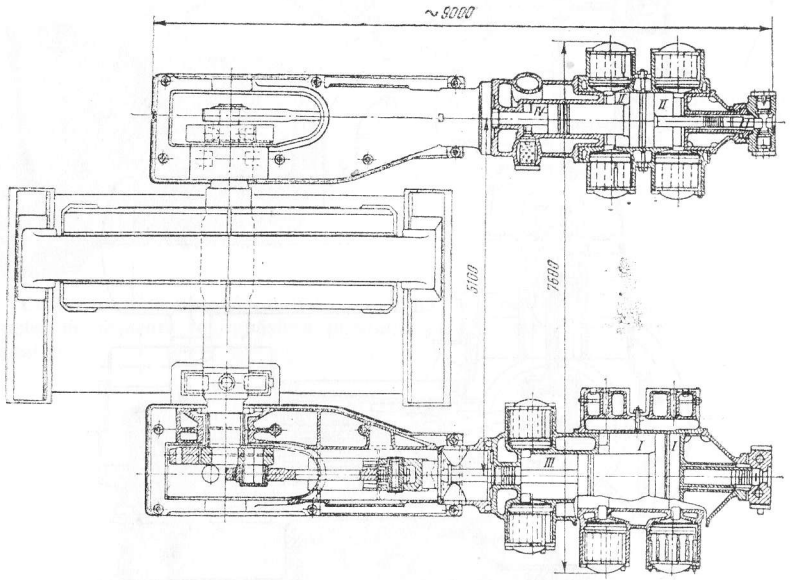



Fig. XXIII.188. Compresor orizontal cu două manivele și șase trepte.

*Compresoare cu etanșarea pistoanelor prin labirint.* Sînt compresoare cu patru trepte, pentru oxigen. Fiecare din cei patru cilindri este cu dublu efect, are cursa de 200 mm, debitul de 2065 m³/h la o turație de 585 rot/min, comprimînd de la presiunea de 1 atmosferă la 38 at.

Tija pistonului este foarte lungă și de trei ori ghidată, pentru asigurarea unui joc foarte mic al pistonului față de cilindru — cca 0,4 mm la diametrul în stare rece. Are presetupe intermediare pentru a izola spațiile unse de cilindrul compresorului. Toate elementele care vin în contact cu oxigenul sînt executate din material inoxidabil.

Etanșarea pistoanelor se face prin labirint, așa cum se vede în fig. XXIII.190, pistonul de la treapta a II-a avînd 96 de caneluri. Mantaua pistonului este confecționată din metal special.

**Compresoare cu piston de construcție românească.** Compresoarele de aer mijlocii și mari care se construiesc în țara noastră sînt compresoare stabile verticale sau în formă de L, cu unul, doi și trei cilindri, produse de „Uzinele de Construcții de Mașini Reșița", iar compresoarele mici sînt fabricate la Uzinele Timpuri Noi din București.

Compresoarele mici și mijlocii sînt de tipul 1 V 15/7, 2 V 30/7, 3 V 45/7, L-50 și L-100 cu debite de 15, 30, 45, 50 și 100 $m^3$/min.

Ele pot servi la comprimarea oricăror gaze care nu provoacă coroziunea metalelor și nu dau amestecuri explozibile cu aerul. Aceste compresoare au două trepte de compresie, pistonul este de tip diferențial (fig. XXIII.191), iar mecanismul motor este fără cap

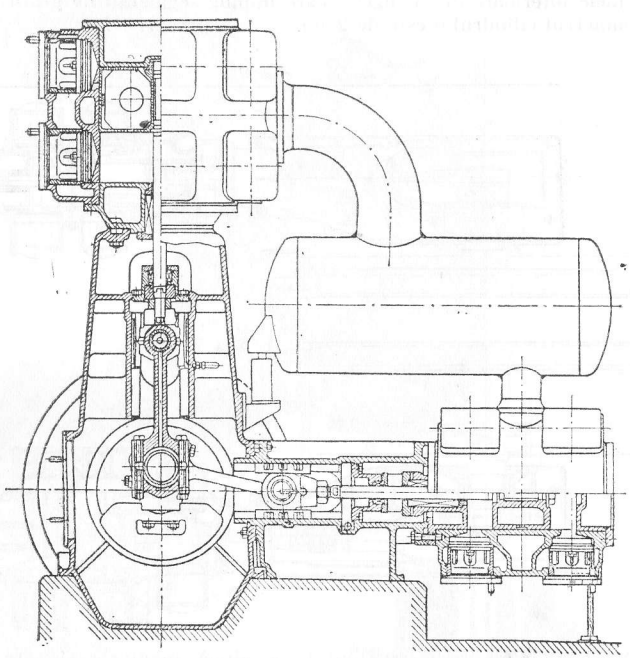


Fig. XXIII.189. Compresor cu cilindrii montați în unghi

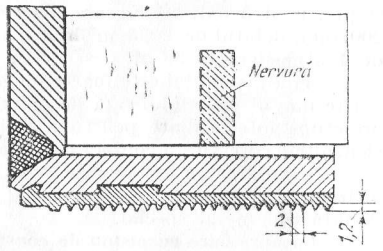



Fig. XXIII.190. Labirint pentru pistonul treptei a II-a.

de cruce. Aspirația se face printr-un filtru simplu montat chiar pe conducta de aspirație. Între cele două trepte de compresie este montat un răcitor intermediar. Supapele sînt inelare.



Ungerea cilindrilor se face cu ajutorul unui lubrificator, iar ungerea dispozitivului de acționare (mecanismul motor) se realizează cu ajutorul unei pompe cu roți dințate.

Deși construcția compresoarelor verticale este complet închisă (fig. XXIII.192), totuși permite un acces ușor pentru supraveghere și eventuala înlocuire a pieselor de mare uzură.

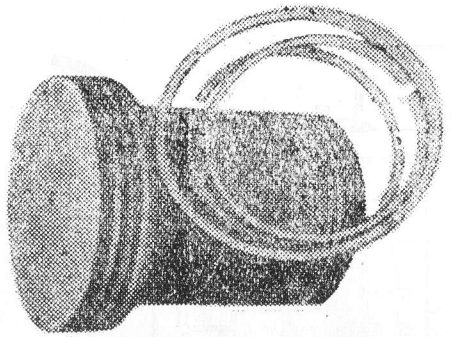


Fig. XXIII.191. Piston diferențial pentru compresor construit de uzinele Reșița.

Compresoarele posedă un sistem automat de reglare a debitului prin obturarea conductei de aspirare la depășirea presiunii pentru care este reglat arcul din releul pneumatic.

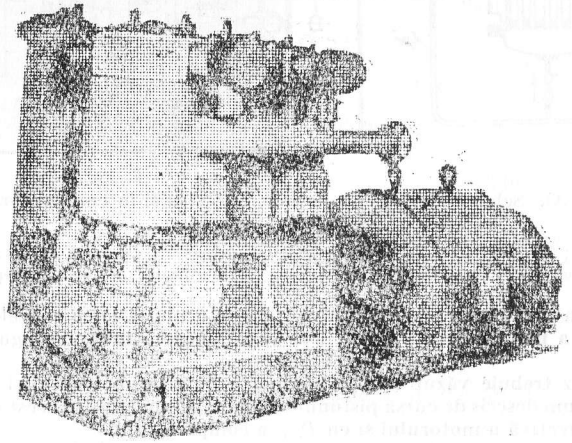


Fig. XXIII.192. Compresor vertical construit de uzinele Reșița.

În fig. XXIII.193 se dă schema circuitelor de aer, apă și ulei la compresorul 1 V 15/7.

Compresoarele 2 V 30/7 și 3 V 45/7 au două, respectiv trei circuite după aceeași schemă.

În ultimul timp la Uzinele de Construcții de Mașini Reșița se construiesc compresoare în formă de L, de 50 m³/min (L50) și 100 m³/min (L 100) (fig. XXIII. 194).

**Motocompresoare.** La lucrările de prospecțiuni și explorare a zăcămintelor de substanțe minerale utile, unde debitul de aer necesar este mic, se folosesc motocompresoare (compresoare acționate cu motoare de combustie internă, mai ales cu motoare Diesel).

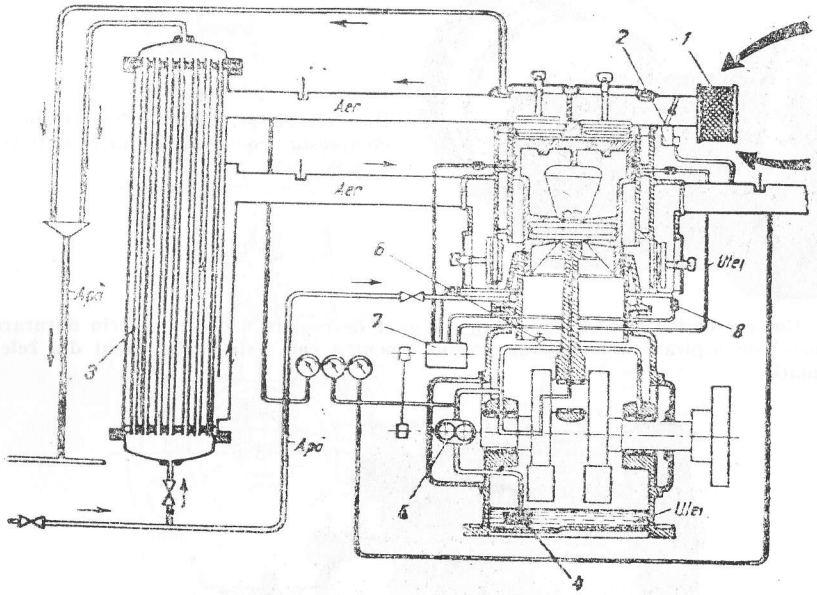



Fig. XXIII.193. Schema circuitelor de aer, apă și ulei la compresorul 1V15/7 construit la Reșița:

*1* — filtru de aer; *2* — dispozitiv de reglare; *3* — răcitor intermediar; *4* — filtru de ulei; *5* — pompă de ulei cu roți dințate; *6* — ventil de preaplin; *7* — lubrificator; *8* — ventil de reținere.

Asemănarea elementelor constructive ale motorului Diesel cu cele ale compresorului cu piston a făcut ca mașina de forță să se unească într-un singur bloc cu axa de lucru.

În acest caz trebuie văzut cum se comportă puterile motorului și ale compresorului la același volum descris de cursa pistonului (aceeași cilindree). În acest caz, se notează cu $P_{e.m}$ puterea efectivă a motorului și cu $P_{e.c}$ a compresorului.

Pentru un *motor cu combustie internă, în patru timpi*, există relația:

$$P_{e.m} = \frac{10\,000}{2 \cdot 60 \cdot 75} \; V \cdot n \cdot p_e \qquad [\text{CP}] \tag{4.71}$$

în care: $p_e$ este presiunea efectivă medie, daN/cm²; $V$ — volumul descris de cursa pistonului, m³; $n$ — turația, rot/min.



Pentru $p_e$ în bar și puterea $P_{e.m}$ în kW

$$P_{e.m} = \frac{10\,200}{2 \cdot 60 \cdot 102} \; V \cdot n \cdot p_e \qquad [\text{kW}] \tag{4.72}$$

Pentru *compresor*:

$$P_{e.c} = \frac{1}{75 \cdot 60} \; p_a V \cdot n \cdot \ln \frac{p_e}{p_a} \cdot \frac{\lambda_0}{\eta_{is}} \qquad [\text{CP}] \tag{4.73}$$

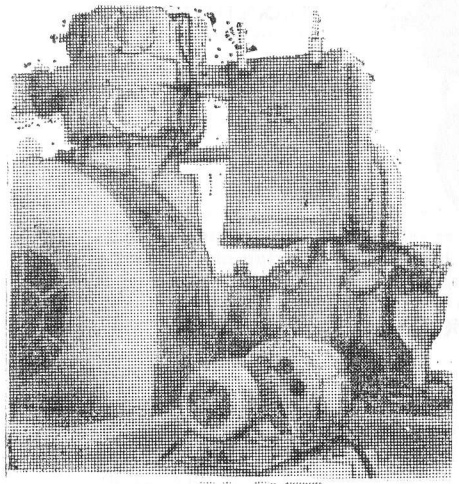


Fig. XXIII.194. Compresorul L100, construit la Reșița.

unde: $p_a$ este presiunea aerului aspirat, kgf/m².

Pentru $P_a$ în N/m² și puterea în kW

$$P_{e.c} = \frac{1}{10 \cdot 260} \; p_a \cdot V \cdot n \; \frac{p_e}{p_a} \cdot \frac{\lambda_0}{\eta_{is}} \tag{4.74}$$

Prin egalarea celor două puteri se obține:

$$\frac{10\,000}{2 \cdot 4500} \cdot V \cdot n \cdot p_e =$$

$$= \frac{1}{4\,500} \; p_a \cdot V \cdot n \cdot \ln \frac{p_e}{p_a} \cdot \frac{\lambda_0}{\eta_{is}}$$

de unde:

$$p_e = 2 \ln \frac{p_e}{p_a} \cdot \frac{\lambda_0}{\eta_{is}} \; . \tag{4.75}$$

Din această relație se poate determina gradul de compresiune care poate fi realizat de un compresor acționat de un motor care are aceeași cilindree ca și el:

$$\ln \frac{p_e}{p_a} \leqslant \frac{1}{2} \; p_e \; \frac{\eta_{is}}{\lambda_0} \quad \text{pentru motorul în patru timpi}$$

$$\text{și } \ln \frac{p_e}{p_a} \leqslant p_e \; \frac{\eta_{is}}{\lambda_0} \quad \text{pentru motorul în doi timpi.}$$

Pentru sarcină continuă la un motor cu patru timpi exprimînd presiunea $p_e$ în atmosfere și pentru valori medii ale lui $\eta_{is} = 0{,}5$ și $\lambda_0 = 0{,}7$ se obține:

$$\ln \frac{p_e}{p_a} \; \frac{1}{2} \; 6 \cdot \frac{0{,}5}{0{,}7} = 2{,}14 \text{ sau } \frac{p_e}{p_a} \leqslant 8{,}5$$

Desigur, aceste compresoare pot fi acționate și cu motoare electrice.

În fig. XXIII.195 se vede un motocompresor mobil cu capacul de protecție luat.

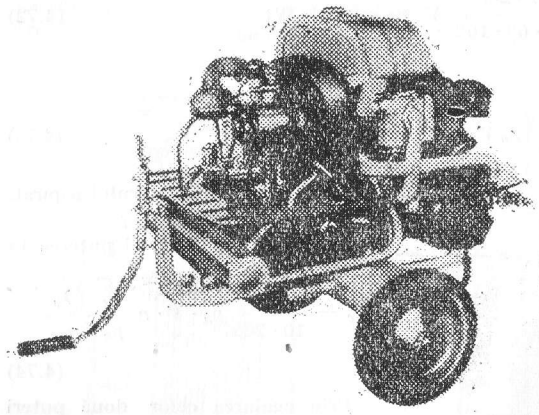


Fig. XXIII. 195. Motocompresor mobil.

## 4.4. COMPRESOARE ELICOIDALE

Construcția compresoarelor elicoidale a început să se dezvolte cu 30—35 de ani în urmă, avînd la bază un patent al profesorului *A. J. R. Lysholm* din Suedia. Noul tip de compresor a fost conceput pentru aerul necesar arderii la turbinele cu gaz. Faptul că el înglobează în sine avantajele atît ale compresorului cu piston cît și ale turbocompresorului a determinat mai multe uzine constructoare de compresoare să-l introducă în fabricație pentru a fi utilizat și în alte scopuri.

### 4.4.1. DESCRIERE ȘI PRINCIPIUL DE FUNCȚIONARE

La acest tip de compresoare, comprimarea aerului se face de către două rotoare (fig. XXIII.196) care sînt prevăzute cu dinți avînd o înclinare pronunțată.

Rotorul care are profilul convex este cel principal, iar celălalt, cu profil concav este rotorul secundar, care este antrenat de rotorul principal. Rotorul principal se execută de obicei cu patru dinți, iar cel secundar cu 6 pînă la 7 dinți; în mod corespunzător variază și turația lor.

Prin interpătrunderea danturii de la ambele rotoare se formează o linie continuă de angrenare de la partea de aspirare spre cea de refulare a compresorului, etanșînd spațiile goale în care se găsește aerul înspre partea aspirării. Aceste spații devin spre refulare din ce în ce mai mici, comprimă aerul din ele, iar cînd aerul ajunge la orificiile de evacuare trece în rezervorul tampon sau în rețeaua de conducte. Aerul intră și iese frontal.



Rotorul principal și secundar sînt puse în mișcare de către o pereche de roți dințate sincrone. Ele se învîrt fără să aibă contact unul cu altul, ceea ce înlătură necesitatea ungerii în interiorul compresorului, adică în spațiile de compresiune. Datorită acestui fapt, aerul este curat.

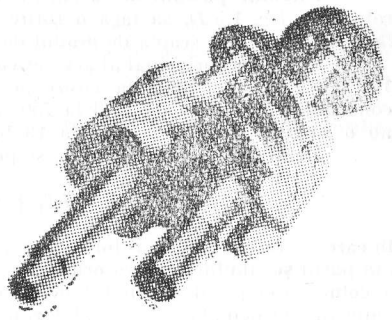


Fig. XXIII.196. Rotoarele unui compresor elicoidal.

Raportul de compresiune pe o treaptă a compresorului este de cca 4, fără răcire.

Pentru debite mici, pînă la 800 m³/h, se construiesc compresoare elicoidale cu răcire interioară prin pulverizare de ulei și cu contact între cele două rotoare. La aceste tipuri de compresoare elicoidale se realizează, într-o singură treaptă, un grad de compresiune pînă la 10. În fig. XXIII.197 se dă o secțiune printr-un compresor elicoidal normal, destinat pentru o stație de compresoare.

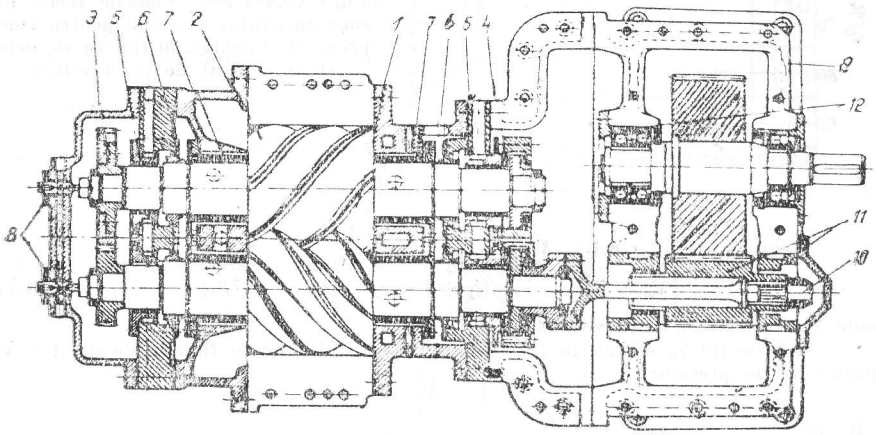



Fig. XXIII.197. Secțiune printr-un compresor elicoidal:

*1* — rotor principal; *2* — rotor auxiliar; *3* — roți dințate de comandă; *4* — lagăr de preluare a împingerii axiale; *5* — lagăr de alunecare; *6* — etanșare pentru ulei; *7* — etanșarea axului cu inel de grafit; *8* — introducerea uleiului de răcire pentru rotoare; *9* — turbotransmisie; *10* — ax de torsiune; *11* — lagăr de alunecare pentru pinion; *12* — rulment pentru axul angrenajului.

Problema cea mai grea în proiectarea și executarea compresoarelor elicoidale o formează dificultatea de a calcula riguros dimensiunile și prelucrarea profilelor frontale ale rotorului principal și secundar. Rotoarele de diametre egale și pentru grade de compresiune egale cu 4 pot avea viteza periferică pînă la 120 m/s.

Unghiul pasului de la șurub se alege, de regulă, astfel încît la o lungime a rotorului, $l \simeq 1{,}5\,D$, să facă o rotire de la aspirare pînă la refulare de cca 270 pînă la 300°, ținîndu-se seama de gradul de compresiune.

Avantajul principal al acestor compresoare constă în gradul mare de compresiune, 10, sau chiar mai mare la viteze periferice sub 100 m/s (uneori 30—40 m/s). Ele se construiesc cu debite de la 3 la 750 m³/min și pentru presiuni pînă la 3,5—4 bar cînd au o singură treaptă, și pînă la 13 bar cînd au două trepte.

Debitul $V$ aspirat teoretic se poate calcula din relația :

$$V = l(f_1 + f_2)\, z_1 \cdot n_1 \cdot 60 \quad [\mathrm{m^3/h}] \tag{4.76}$$

în care : $l$ este lungimea rotorului, m ; $f_1$ — secțiunea utilă în proiecție frontală a golului din pasul șurubului de la rotorul principal, m² ; $f_2$ — secțiunea utilă în proiecție frontală a golului din pasul șurubului de la rotorul secundar, m² ; $z$ — numărul de dinți al rotorului principal ; $n_1$ — turația rotorului principal, rot/min.

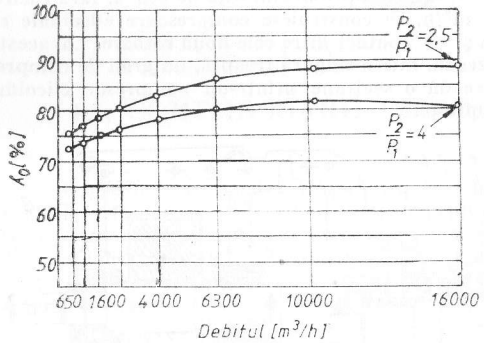



Fig. XXIII.198. Valorile medii ale randamentului volumic pentru compresorul elicoidal, în funcție de debit și de gradul de compresiune.

Volumul aspirat efectiv, $V_a$, va fi :

$$V_a = \lambda_0 V = \lambda_0 \cdot l(f_1 + f_2) z_1 \cdot n_1 \cdot 60 \quad [\mathrm{m^3/h}] \tag{4.77}$$

unde $\lambda_0$ este randamentul volumic.

Valorile lui $\lambda_0$ se văd în fig. XXIII.198 și sînt date în funcție de debit și de gradul de compresiune.

### 4.4.2. CALCULUL COMPRESOARELOR ELICOIDALE

Pentru a putea aprecia calitatea unui compresor elicoidal, este necesar să i se cunoască debitul raportat la presiunea atmosferică, puterea de acționare și temperatura gazului comprimat la priza de refulare. Acești parametri sînt influențați de compresor,



de gazul care se comprimă, de starea gazului (aerului) aspirat și de presiunea din conducta de refulare.

Pentru calculul compresoarelor elicoidale există relații de calcul analitice, dar ele trebuie corelate cu coeficienți determinați pe baza măsurătorilor practice.

Pentru determinarea debitului real al compresorului este necesar să se cunoască pierderile de debit datorită scurgerilor de aer prin interstiții de la spațiile cu presiune mai ridicată spre spațiile dinspre aspirare. Pentru calculul puterii de acționare este necesar să fie cunoscute pierderile de presiune datorită scurgerii fluidului comprimat.

Ambele feluri de pierderi sînt influențate de următoarele mărimi ale compresorului elicoidal :

— diametrul rotorului principal, $D$, m ;
— raportul lungime/diametru al rotorului, $l/D$ ;
— unghiul de răsucire a profilului, $\varphi$, gr ;
— mărimea despicăturii medii, $e/D$ ;
— turația rotorului principal, $n$, rot/min ;
— viteza periferică a rotorului principal, $u$, m/s ;
— gradul de compresie care rezultă din construcția compresorului, $\varepsilon$.

Din partea gazului care se comprimă trebuie să fie cunoscute :

— constanta gazului, $R$, kgf/kg·gr sau Nm/kg și gr ;
— indicele adiabatic, $i$.

Condițiile de aspirare sînt determinate de următoarele caracteristici :

— presiunea de aspirare, $P_1$, kgf/m² ; sau $P_{1N}$ în N/m² ;
— temperatura de aspirare, $T_1$, °K

Este precizată dinainte presiunea finală, $P_2$, kgf/m² sau $P_{2N}$ în N/m².

Lucrul mecanic de compresiune adiabatică pe 1 kg aer, $L_{ad}$, se calculează conform relației cunoscute :

$$L_{ad} = \frac{k}{k-1} P_1 v_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad [\mathrm{kgf/kg\ aer}] \tag{4.78}$$

în care : $v_1$ reprezintă volumul specific al aerului aspirat $\left( v_1 = \frac{1}{\gamma_1} \right)$.

Puterea teoretică de acționare, $P_t$, are valoarea :

$$P_t = \frac{\frac{k}{k-1} P_1 V_{min} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{60 \cdot 102} \quad [\mathrm{kW}] \tag{4.79}$$

în care : $P_1$ este presiunea aerului spirat, kgf/m² ; $V_{min}$ — debitul aspirat, m³/min.

Întocmai ca și la compresoarele cu piston, va trebui să se țină seama de randamentul indicat adiabatic, de pierderile mecanice (pierderi prin frecare) și de randamentul de transmisie a angrenajului prin intermediul căruia sînt acționate rotoarele.

Astfel că puterea de acționare la axa motorului, $P_m$, va avea forma :

$$P_m = \frac{\frac{k}{k-1} P_1 V_{min} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{60 \cdot 102 \cdot \eta_{it(ad)} \eta_{mec} \eta_{tr}} \quad [kW] \tag{4.80}$$

În general, randamentele sînt date de către uzina constructoare : dacă nu sînt date, se vor lua aproximativ între aceleași limite ca și pentru compresoarele cu piston. De altfel, la compresoarele elicoidale, uzina constructoare garantează pentru debitul aspirat și pentru puterea de acționare o toleranță de $\pm 5\%$.

Din punct de vedere constructiv, ele se pot construi cu raportul lungime/diametru mare sau mic. Pentru puteri mari de acționare se preferă construcția cu un raport mic între lungime și diametru, deoarece în acest caz solicitarea în lagăre este mică.

În sistemul SI puterea $P_m$ de la axul motorului se calculează cu relația :

$$P_m = \frac{\frac{k}{k-1} P_{1N} V_{min} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{60 \cdot 1000 \eta_{it(ad)} \eta_{mec} \eta_{tr}} \quad [kW] \tag{4.81}$$

În mod analog se poate calcula și puterea teoretică $P_t$.

### 4.4.3. DOMENIUL DE UTILIZARE

Compresoarele elicoidale sînt preferate în acele locuri din industrie unde este necesar aer comprimat curat fără ulei. Ele sînt din ce în ce mai răspîndite datorită cheltuielilor mici pe care le necesită fundațiile, datorită unei întreținori comode, cît și pentru faptul că necesită un spațiu mai mic. De aceea, acest tip de compresor se întîlnește astăzi pentru producerea aerului comprimat fără ulei, care se utilizează pentru operațiile de comandă pneumatice, pentru comprimarea a tot felul de gaze din industria chimică, în instalațiile staționare de compresoare, începînd să fie utilizat și în industria minieră.

În ultimul timp se execută compresoare elicoidale la care nu se ține seama de faptul că aerul comprimat să fie fără ulei, ci se pulverizează sau se picură ulei în spațiile de vehiculare ale rotoarelor. În felul acesta, pentru compresoarele cu o singură treaptă se realizează grade de compresiune mai mari și în același timp temperatura finală a aerului este mai mică.

Turația compresorului s-a redus în această situație la mai puțin de jumătate și cu toate acestea randamentul volumetric cît și randamentul total se menține la un nivel ridicat.

Uleiul răcește, etanșează interstițiile și le unge.

Compresoarele elicoidale cu ungere abundentă sînt folosite în instalații staționare sau mobile și mai ales pentru instalațiile de răcire sau climatizare, avînd mersul silențios. Pentru cele folosite în instalațiile de climatizare există un procedeu de reglare a debitului fără pierderi, în sensul că în interiorul compresorului este montată o sanie



de distribuție care se poate mișca axial și prin care poate fi variată concomitent lungimea activă a cilindrului și secțiunea de evacuare a aerului. Variind lungimea activă a cilindrului, variază și debitul pe turație a compresorului.

## 4.5. TURBOCOMPRESOARE

Sub denumirea de turbocompresor se înțelege o mașină centrifugă de lucru, care constă dintr-un ax pe care sînt fixate rigid mai multe rotoare, care prin punerea lor în mișcare de rotație aspiră și comprimă aer sau alte gaze. Pe lîngă rotoare turbocompresorul mai are statoare, aparate de conducere a aerului (gazului) de la un rotor la altul, răcitoare etc.

Turbocompresoarele (compresoare centrifuge) funcționează în mod asemănător cu pompele centrifuge, doar că ele aspiră aer în loc de apă și la fel ca și ventilatoarele radiale, doar că acestea au un singur rotor, au turație mult mai mică și creează o presiune mai mică decît rotorul unui turbocompresor.

La turbocompresoare viteza periferică la ieșirea din rotor ($u_2$) este mult mai mare decît la pompele centrifuge sau decît la ventilatoarele radiale (centrifuge), începînd de la 150 m/s și ajungînd pînă la 300—350 m/s.

Cum este știut, viteza periferică este limitată de rezistența materialului din care sînt făcute rotoarele. Dacă rotoarele sînt confecționate din Dural forjat sau oțel superior aliat, atunci viteza periferică a rotorului la ieșire poate ajunge la 500—520 m/s. Dacă se folosește în aliaj și titan se poate trece chiar la o viteză periferică mai mare. Dacă turbomașina creează o presiune de 0,2—3,0 bar, ea se numește *turbosuflantă* și, în general, nu are mai mult de 3 rotoare și nu necesită răcire. Dacă creează o presiune de la 3 la 10 bar turbomașina se numește *turbocompresor*.

### 4.5.1. FUNCȚIONAREA TURBOCOMPRESORULUI

În fig. XXIII.199 se dau secțiunile transversală și longitudinală printr-un turbocompresor. Energia dată rotoarelor $B_1$, $B_2$ ... de către axul $A$, prin punerea acestora în mișcare de rotație, este transformată de acestea parțial în energie potențială (presiune statică) și parțial în energie cinetică (presiune dinamică) a mediului care urmează să fie comprimat (gaz, aer, vapori). În statorul $F$ montat după fiecare rotor (la turbocompresoare se mai numește și difuzor), energia cinetică se transformă în energie potențială. Această transformare mai poate avea loc și în carcase spirale.

Funcționarea turbocompresoarelor este simplă :

Particulele de aer de pe cercul de intrare al rotorului notat cu *1* pe secțiunea transversală a turbocompresorului (fig. XXIII.199) sînt aruncate spre periferia rotorului notată cu *2*, datorită forței centrifuge. Aerul este condus de către paletele $C$. Pe cercul de intrare al rotorului se creează depresiune, și alte particule de aer vor lua locul celor aruncate spre periferia rotorului, unde se creează presiune. În felul acesta primul rotor creează o anumită presiune aerului (gazului) care apoi trece în stator (defizor) notat cu $D$ și care are rolul de a primi aerul fără ciocniri și turbioane și de a micșora viteza acestuia, adică de a transforma presiunea dinamică în presiune statică.

Din stator, care poate să aibă palete sau nu (notat cu $F$), aerul intră în canalele de conducere și de aici în rotorul următor care creează de asemenea presiune aerului.

Rotoarele fiind legate în serie, presiunea totală creată de turbocompresor este egală cu presiunea creată de un rotor, înmulțită cu numărul rotoarelor, dacă acestea sînt identice, sau se însumează presiunea creată de rotoarele turbocompresorului, dacă acestea sînt de dimensiuni diferite, caz care se întîlnește aproape întotdeauna, deoarece prin comprimare volumul aerului devine mai mic, iar ultimele rotoare pot avea dimensiuni mai mici.

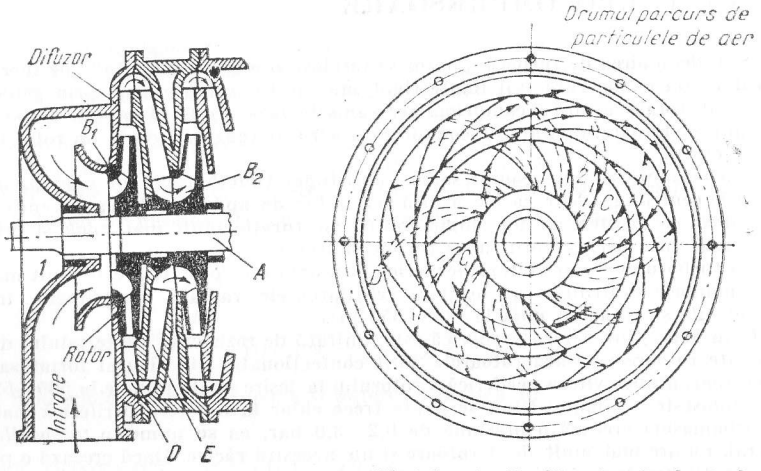



Fig. XXIII.199. Secțiune transversală și longitudinală prin piesele turbocompresorului.

În general turbocompresoarele au 6 pînă la 10 rotoare care sînt răcite cu apă și au turația de la 3000 la 12 000 rot/min. În prezent se tinde spre turații mai mari, preconizîndu-se turația de 20 000 rot/min. Se știe că turația mare reduce dimensiunile mașinii, scade costul de fabricare și face să crească randamentul ei. La aceste turații desigur că nu poate fi folosită cuplarea directă a motoarelor electrice cu axul turbocompresorului, iar acționarea se face prin intermediul unui angrenaj de roți dințate care are rolul de multiplicator al turației. Acționarea cu turații mari este foarte convenabilă în cazul folosirii turbinelor cu aburi.

### 4.5.2. PRESIUNEA CREATĂ DE ROTORUL UNUI TURBOCOMPRESOR. RANDAMENTUL HIDRAULIC

Considerînd diagrama vitezelor pentru rotorul unui turbocompresor (fig. XXIII.200) și ținînd seama de faptul că aproape toate rotoarele se construiesc cu intrare radială a fluidului în ele ($\sphericalangle\ \alpha_1 = 90°$), în acest caz presiunea efectivă, $H_{ef}$, creată de un rotor are valoarea :

$$H_{ef} = \mu\,\eta_h'\,\frac{u_2 c_2 \cos\alpha_2}{g} \quad [\text{m col} \cdot \text{aer}] \tag{4.82}$$



unde : $\mu$ este coeficient de corecție a presiunii datorită numărului finit de palete ; $\eta_h'$ — randamentul hidraulic real ; $u_2$ — viteza periferică pe careul de ieșire al rotorului, m/s ; $c_2$ — viteza absolută a fluidului la ieșirea din rotor, m/s ; $\alpha_2$ — unghiul pe care-l face viteza periferică $u_2$ cu viteza absolută a fluidului $c_2$, grade.

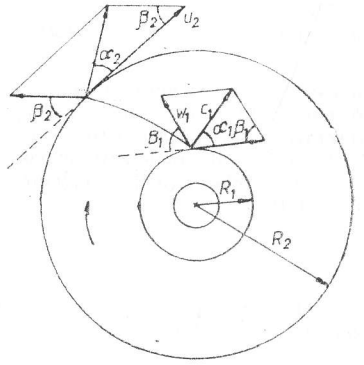



Fig. XXIII.200. Diagrama vitezelor la intrarea și ieșirea aerului din rotor.

După *B. Eck*, $\mu$ are valoarea :

$$\mu = \frac{1}{1 + \dfrac{\pi}{2z\left(1 - \dfrac{R_1}{R_2}\right)} \sin\beta_2} \tag{4.83}$$

unde : $\beta_2$ este unghiul pe care-l face prelungirea vitezei $u_2$ cu viteza relativă a fluidului $w_2$ (fig. XXIII.200) ; $z$ — numărul de palete ale rotorului ; $R_1$ — raza cercului de intrare a rotorului ($2R_1 = D_1$) ; $R_2$ — raza cercului de ieșire a rotorului ($2R_2 = D_2$).

În practică se obișnuiește ca produsul $\mu\,\eta_h'$ să fie considerat ca randament hidraulic și se notează cu $\eta_h$ ; deci $\eta_h = \mu\eta_h'$.

Presiunea teoretică creată de un rotor cu număr infinit de palete $H_{t\infty}$ este :

$$H_{t\infty} = \frac{u_2 c_2 \cos\alpha_2}{g} \quad [\text{m col. aer}] \tag{4.84}$$

Presiunea efectivă $H_{ef}$ are valoarea :

$$H_{ef} = H_{t\infty} - (\Delta H_1 + \Delta H_2 + \Delta H_3) \quad [\text{m col. aer}] \tag{4.85}$$

unde : $\Delta H_1$ este pierderea de presiune a fluidului din rotor datorită schimbării sensului de circulație din sens orizontal în sens vertical, m col.aer ; $\Delta H_2$ — pierderea de presiune datorită frecării aerului de pereții canalului din rotor, m col.aer ; $\Delta H_3$ — pierderea de presiune datorită transformării energiei cinetice în energie potențială în stator, m col.aer.

După mai multe calcule și transformări, se ajunge la relațiile :

$$\Delta H_1 + \Delta H_2 = \frac{c_{1r}(\zeta_1 + \zeta_2) + \zeta_2 u_1^2}{2g} \quad [\text{m col.aer}] \tag{4.86}$$

$$\Delta H_3 = \zeta_3 \frac{c_{2u}^2}{2g} \quad [\text{m col. aer}] \tag{4.87}$$

în care : $c_{1r}$ este componenta radială a vitezei absolute a aerului (gazului) la intrarea în rotor ; cînd $\alpha_1 = 90°$, $c_{1r} = c_1$ ; $c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2$ — componenta periferică a vitezei absolute $c_2$ la ieșirea din rotor ; $u_1$ — viteza periferică pe cercul de intrare a rotorului ; $\zeta_1$, $\zeta_2$ și $\zeta_3$ sînt coeficienți de corecție : $\zeta_1 = 0{,}10-0{,}15$ ; $\zeta_2 = 0{,}20-0{,}25$ ; $\zeta_3 = 0{,}25$.

Din relația (5.4) se calculează $H_{ef}$, iar randamentul hidraulic se poate calcula din relația :

$$\eta_h = \frac{H_{ef}}{H_{t\infty}} \tag{4.88}$$

Este mai precis determinat randamentul dacă $H_{ef}$ se măsoară la ieșirea aerului (gazului) din turbocompresor.

## 4.5.3. LIMITA SUPERSONICĂ A TURBOCOMPRESOARELOR

Vitezele supersonice ale aerului (gazului) în turbocompresoare duc la șocuri de compresiune, care sînt legate de o scădere pronunțată a randamentului, de aceea trebuiesc evitate. O mărime caracteristică care se utilizează pentru determinarea acestor situații este *cifra Mach*, care se notează cu Ma și reprezintă raportul dintre o viteză de curgere a aerului notată cu $c$ și viteza sunetului notată cu $a$ :

$$\text{Ma} = \frac{c}{a}.$$

În unele situații șocul de compresiune poate fi utilizat, dacă se respectă anumite condiții, cum este cazul la compresoarele axiale.

Dacă Ma = 1 turbocompresoarele se numesc *transonice*, pentru Ma > 1 *supersonice* și pentru Ma < 1 *subsonice* ; acestea din urmă sînt turbocompresoarele radiale care se utilizează în industria minieră.

Viteza sunetului se poate calcula cu relațiile :

$$a = \sqrt{\frac{kg\,P}{\gamma}} = \sqrt{gkPv} = \sqrt{gk\,RT} \quad [\text{m/s}] \tag{4.89}$$

în care : $P$ este presiunea gazului, daN/m² ; $\gamma$ — greutatea volumică a aerului, daN/m³ ; $R$ — constanta aerului, daNm/kg·grd ; $T$ — temperatura aerului, °K.

Pentru aer uscat $R = 29{,}27$ daN/kg.gr, iar $k = 1{,}4$.

În acest caz :

$$a = 20{,}02 \sqrt{T} \quad [\text{m/s}]$$



Pentru aer semiumed, aproximativ :

$$a = 20{,}2 \sqrt{T} \quad [\text{m/s}]$$

La turbocompresoare cifra Mach se calculează în funcție de viteza absolută $c_2$ a gazului la ieșirea din rotor și se notează $\text{Mac}_2$ și în funcție de viteza periferică la ieșirea din rotor $u_2$ cînd se notează cu $\text{Mau}_2$.

$$\text{Mac}_2 = \frac{c_2}{\sqrt{gk\,RT_2}} \tag{4.90}$$

$T_2$ fiind temperatura aerului la ieșirea din rotor, °K.

$$\text{Mau}_2 = \frac{u_2}{\sqrt{gk\,RT_a}} \tag{4.91}$$

$$\text{Mac}_2 \leqslant 0{,}65 \ldots 0{,}68.$$

$T_a$ este temperatura aerului aspirat, °K.

$$\text{Mau}_2 \leqslant 0{,}92 \ldots 1.$$

De exemplu dacă la ieșirea din rotorul unui turbocompresor $c_2 = 240$ m/s, iar viteza sunetului $a = 350$ m/s,

$$\text{Mac}_2 = \frac{240}{350} = 0{,}68.$$

## 4.5.4. CALCULUL PUTERII DE ACȚIONARE

Puterea de acționare a turbocompresoarelor se calculează ca și la compresoarele cu piston, luînd ca bază lucrul mecanic de compresiune adiabatică.

Puterea de acționare la arborele motorului $P_m$ și puterea absorbită de la rețea $P_{ab}$ se calculează în sistemul tehnic după relațiile :

$$P_m = \frac{\frac{k}{k-1} P_1 V_{min} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{60 \cdot 102 \cdot \eta_{ad}\, \eta_{tr}} \quad [\text{kW}] \tag{4.92}$$

După această putere se alege motorul de acționare.

$$P_{ab} = \frac{\frac{k}{k-1} P_1 V_{min} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{60 \cdot 102\, \eta_{ad}\, \eta_{tr}\, \eta_{mot}} \quad [\text{kW}] \tag{4.93}$$

Dacă se ia ca bază lucrul mecanic de compresiune izotermică :

$$P_{mis} = \frac{2{,}303\, P_1 V_{min} \lg \frac{P_2}{P_1}}{60 \cdot 102\, \eta_{is}\, \eta_{tr}} \quad [\text{kW}] \qquad (4.94)$$

unde : $P_1$ este presiunea aerului aspirat, daN/m² ; $V_{min}$ — debitul compresorului, m³/min ; $P_2$ — presiunea finală a aerului dată de turbocompresor (în raportul $P_2/P_1$, presiunile se pot lua în bar) ; $k$ — exponentul adiabatic, ($k = 1{,}4$ pentru aer) ; $\eta_{ad}$ — randamentul adiabatic ($\eta_{ad} = 0{,}66 \ldots 0{,}78$) ; $\eta_{tr}$ — randamentul de transmisie ($\eta_{tr} = 0{,}90 \ldots 0{,}96$) ; $\eta_{mot}$ — randamentul motorului de acționare ; seria de prospect ; $\eta_{is}$ — randamentul izotermic ($\eta_{is} = 0{,}56 \ldots 0{,}70$).

În sistemul internațional (SI) :

$$P_m = \frac{\frac{k}{k-1} P_{1N} V_{min} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{60 \cdot 1000\, \eta_{ad} \cdot \eta_{tr}} \quad [\text{kW}] \qquad (4.95, \text{a})$$

$$P_{ab} = \frac{\frac{k}{k-1} P_{1N} V_{min} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{60 \cdot 1000\, \eta_{ad}\, \eta_{tr}\, \eta_{mot}} \quad [\text{kW}] \qquad (4.96, \text{a})$$

$P_{1N}$ este presiunea aerului aspirat în N/m² ($P_{1N} = 9{,}81\, P_1$).

Constructorii de turbocompresoare obișnuiesc să calculeze puterea de acționare a acestora în funcție de debitul masic și de presiunea totală dată de turbocompresor, care se obține din însumarea presiunilor date de fiecare rotor sau de grupurile de rotoare.

Dacă $H_1$, $H_2$, $H_3 \ldots H_n$ este presiunea dată de un rotor, atunci presiunea totală $H_{tot}$ va fi :

$$H_{tot} = \sum_{i=1}^{i=n} H_i \quad [\text{m col. aer}],$$

iar puterea de la axul motorului $P_m$ va fi :

$$P_m = \frac{G_{min} H_{tot}}{60 \cdot 102\, \eta_{ad}\, \eta_{tr}} \quad [\text{kW}] \qquad (4.95, \text{b})$$

$$(G_{min} = V_{min} \gamma_a)$$

### 4.5.5. TIPURI DE TURBOCOMPRESOARE

**Turbocompresoare cu cămașă de răcire (răcire interioară).** În ultimul timp s-a reușit să se construiască turbocompresoare cu viteză periferică mare, datorită îmbunătățirii calității oțelurilor, ceea ce a dus la reducerea numărului de rotoare. Astfel, turbocompresoarele construite pentru industria minieră, unde presiunea finală este de 7—8 bar,



au astăzi 9 până la 12 rotoare montate într-o singură carcasă, față de 30 rotoare montate în două sau trei carcase, sau chiar față de 15 rotoare cum se construiau până nu demult.

Odată cu scăderea numărului de rotoare, dar crescînd presiunea creată de turbocompresoare, au apărut greutăți în legătură cu montarea suprafețelor de răcire, deoarece răcirea aerului numai prin cămașă de răcire, în multe situații, nu este suficientă, limtînd presiunea finală a turbocompresoarelor.

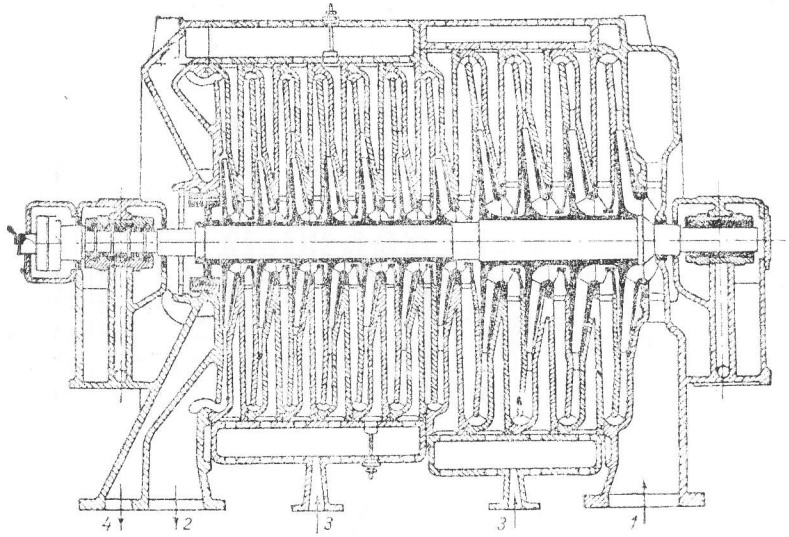



Fig. XXIII.201. Secțiune longitudinală printr-un turbocompresor cu cămașă de răcire.

Construcția unui turbocompresor cu răcire interioară (cămașă de răcire) se vede în fig. XXIII.201. Aerul aspirat intră prin conducta de aspirare *1* și iese prin cea de refulare *2*. Turbocompresorul are 11 rotoare dintre care primele patru formează un grup cu diametrul de ieșire $D_2$ mai mare. Apa de răcire intră prin conductele *3* și iese prin conducta *4*. Datorită spațiilor de răcire, la aceste turbocompresoare carcasa are o construcție complicată.

**Turbocompresoare cu răcitoare intermediare (răcire exterioară).** Turbocompresoarele care folosesc răcitoare intermediare pentru răcirea aerului sînt preferate turbocompresoarelor cu cămașă de răcire, datorită construcției mai simple a carcasei. Toată carcasa se împarte în două părți : partea de sus și cea de jos care sînt prinse între ele cu șuruburi.

În fig. XXIII.202 se vede un turbocompresor cu 11 rotoare și trei răcitoare intermediare $R_1$, $R_2$, $R_3$ montate de o parte și de alta a carcasei. Primele trei rotoare formează primul grup de rotoare cu același diametru, a doilea grup constă tot din trei rotoare, iar a treilea grup constă din cinci rotoare. Construcția răcitoarelor intermediare este similară cu cea de la compresoarele cu piston.

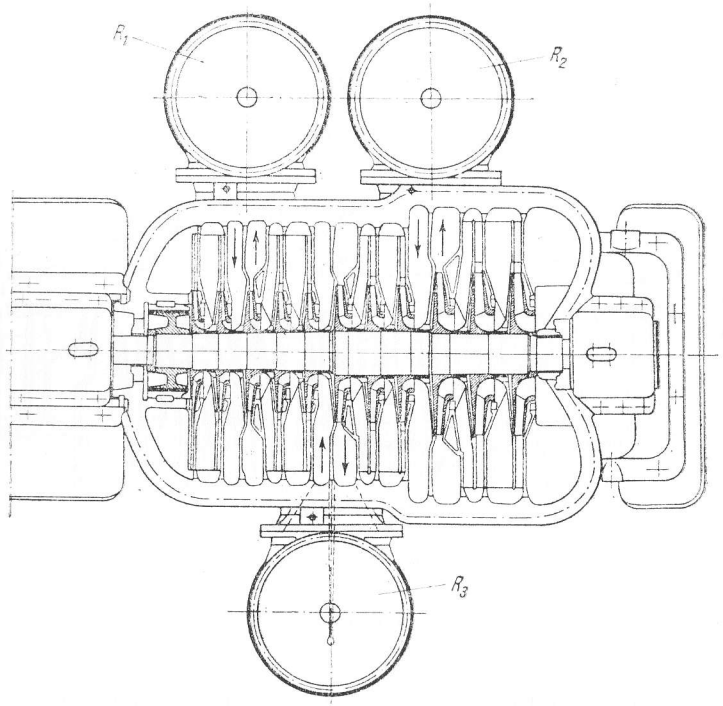



Fig. XXIII.202. Turbocompresor tip GHH pentru debit de 50 000 m³/h și 7 at, cu răcire exterioară, cu trei răcitoare intermediare ($R_1R_2R_3$)

În fig. XXIII.203 se vede un turbocompresor cu angrenaj intermediar și cu răcire exterioară tip Demag. Acest turbocompresor se pretează în mod deosebit la acționare electrică. El se construiește în cele mai diferite forme,pentru debite cuprinse între 1000 și 200 000 m³/h, cu un grad de compresiune pînă la zece. Este construit organic cu un angrenaj cilindric.

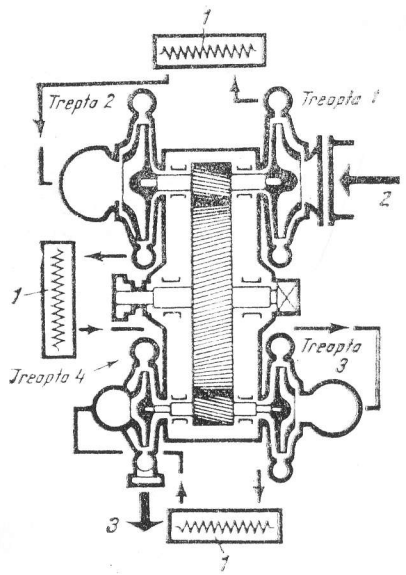
Construcția turbocompresorului este foarte simplă și se caracterizează printr-o siguranță mare în funcționare. Aceasta se datorește faptului că toate axele se rotesc sub turația critică.





Fig. XXIII.203. Reprezentarea schematică a unui turbocompresor Demag cu angrenaj interior :

*1* — răcitor intermediar; *2* — aspirare; *3* — refulare,




**Turbocompresoare cu răcire mixtă.** Turbocompresoarele cu răcire mixtă au, pe lîngă cămașa de răcire, și un răcitor intermediar, montat la jumătatea numărului de rotoare. Un astfel de turbocompresor este tipul FMA din fig. XXIII.204.

*Montarea rotoarelor și numărul de carcase.* După terminarea rotoarelor, fiecare din ele este încercat la supraturație și se echilibrează dinamic. Se încălzesc apoi într-o baie de ulei și se montează unul după altul pe ax, intercalînd între ele bucșe (fig. XXIII.205).

În fig. XXIII.206 se văd cele două discuri ale rotorului și paletele care se nituiesc pe ele. La primul disc se vede și labirintul de etanșare *1* și un rotor în care cele două discuri și paletele sînt nituite împreună.

Pentru etanșarea rotoarelor la turbocompresoare se folosesc aproape exclusiv numai labirinturi. Vîrfurile labirinturilor se construiesc din oțel inoxidabil, alamă sau aluminiu. Labirinturile trebuie să fie ușor schimbabile, iar jocul lor radial de 0,1—0,2 mm.

În ceea ce privește numărul de carcase, turbocompresoarele folosite în industria minieră au o singură carcasă, care se poate demonta în plan orizontal (partea de deasupra și de dedesubt) (fig. XXIII.207). În această figură se poate vedea, de asemenea, modul de turnare a fundației turbocompresorului, pentru a putea racorda conductele sub el, angrenajul multiplicator de turație și pompa de ungere.

Dacă este nevoie de un debit foarte mare sau de presiuni mai mari ca 10 daN/cm² atunci turbocompresorul are mai multe carcase. În fig. XXIII.208 se vede un turbocompresor reprezentat schematic, cu trei carcase : două de joasă presiune, $C_{jp}$, și una de înaltă presiune, $C_{îp}$. Cele de joasă presiune debitează în răcitoarele intermediare $R_1$ și $R_2$ și de aici în treapta de înaltă presiune. Treptele de joasă presiune sînt legate în paralel, iar acestea cu treapta de înaltă presiune sînt legate în serie. În această situație se realizează un debit mare.

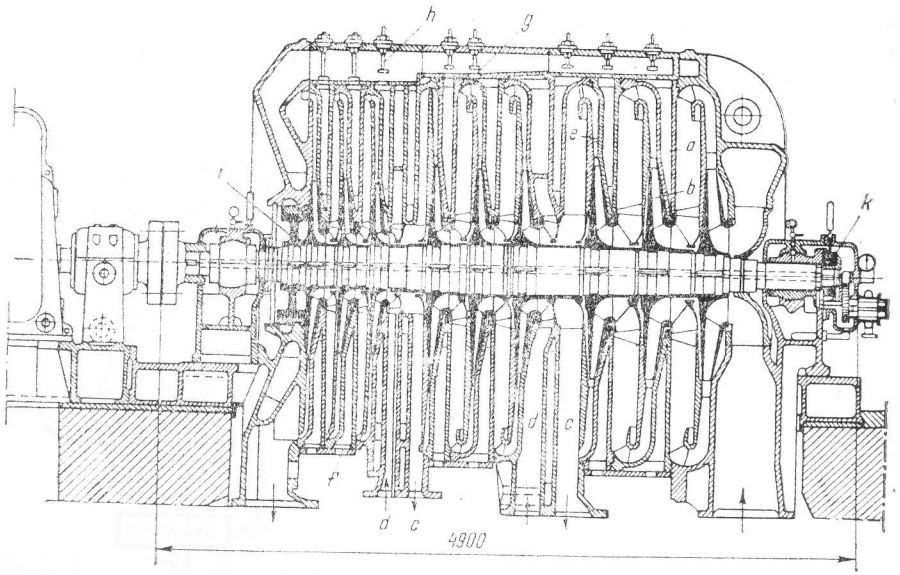



Fig. XXIII.204. Secțiune printr-un turbocompresor cu răcire mixtă, tip FMA: *a* — spațiu pentru apă; *b* — rotor; *c* — spre răcitorul intermediar; *d* — de la răcitorul intermediar; *e* — stator cu palete; *f* — intrarea apei de răcire; *g* — ieșirea apei de răcire; *h* — ventil pentru apa de răcire; *i* — piston cu palete; *k* — crapodină.

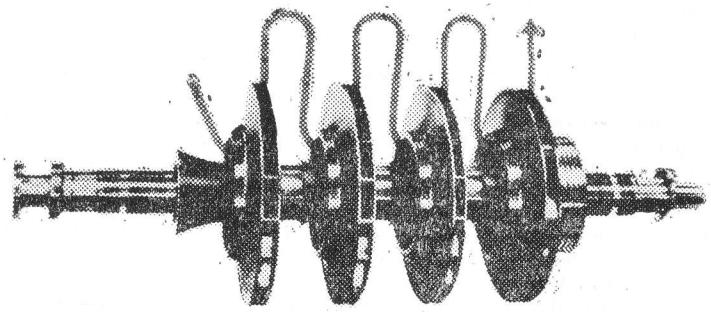


Fig. XXIII.205. Montarea rotoarelor pe axul turbocompresorului.



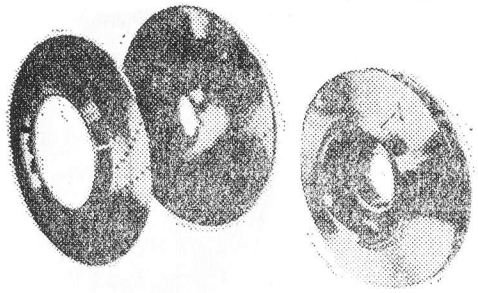


Fig. XXIII.206. Discurile rotorului cu palete.

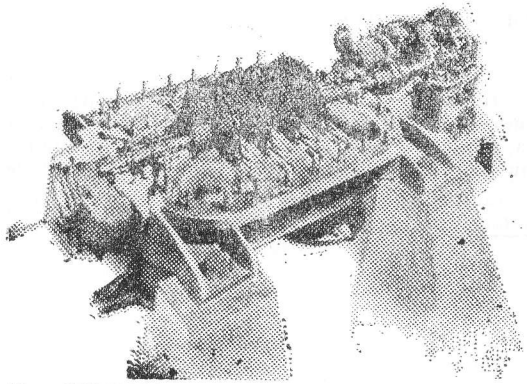


Fig. XXIII.207. Turbocompresor Sulzer tip RC-4-N-33,5, cu angrenaj multiplicator.

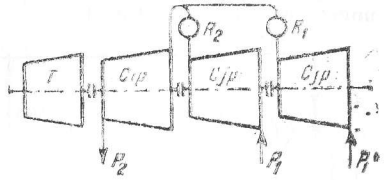



Fig. XXIII.208. Reprezentarea schematică a unui turbocompresor cu trei carcase (două de joasă și una de înaltă presiune).

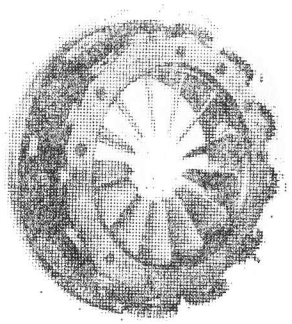
Pentru realizarea unei presiuni mari, carcasele se leagă în serie.

În ultimul timp, la turbocompresoare se montează un aparat de conducere a aerului în rotor, în scopul reglării debitului, aparat care se mai numește și *clapetă de răsucire a aerului*. Aparatele de conducere se pot executa cu scurgere radială sau axială (fig. XXIII.209).

Cu cît aparatul de conducere este montat mai aproape de rotor cu atît mai eficace este reglarea debitului.

Turbocompresoarele construite pentru industria minieră au debitul în funcție de mărimea minei. Pentru mine mici și mijlocii turbocompresoarele au un debit de 15 000 pînă la 30 000 $m^3$ aer/h. Pentru minele mari debitul ajunge de la 40 000 la 60 000 $m^3$/h. În unele cazuri s-a ajuns la exploatările miniere să se monteze turbocompresoare cu debite de la 80 000 la 100 000 $m^3$/h.

Fig. XXIII.209. Aparat de reglare a debitului aspirat cu scurgere axială.



## 4.5.6. UNGEREA TURBOCOMPRESOARELOR

În prezent turbocompresoarele se livrează aproape exclusiv cu lagăre de alunecare care se ung cu ulei sub presiune. Debitul de ulei în circuitul de ungere trebuie astfel dimensionat încît să satisfacă și ungerea lagărelor motorului, care de asemenea sînt lagăre de alunecare, bineînțeles dacă acționarea turbocompresorului se face cu motor electric și nu cu turbină de abur sau gaz. Înainte ca uleiul să ajungă la locurile de ungere, el este răcit și filtrat.

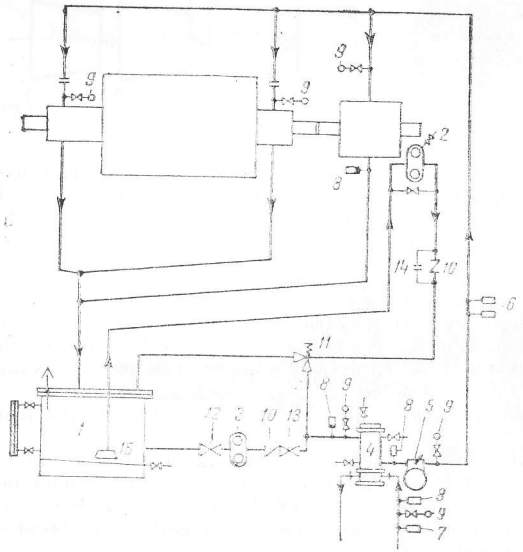



Fig. XXIII.210. Schema alimentării cu ulei pentru ungere a turbocompresoarelor:

*1* — rezervor de ulei cu indicarea cantității; *2* — pompa principală de ungere; *3* — pompa auxiliară de ungere; *4* — răcitor de ulei cu priza de golire și aerisire; *5* — filtru de ulei; *6* — releu de control a presiunii pentru asigurarea ungerii normale; *7* — releu de control a presiunii pentru asigurarea debitului de apă necesar; *8* — termometru; *9* — manometru; *10* — ventil de reținere; *11* — ventil de preaplin; *12* — ventil (nu e necesar la pompă imersibilă); *13* — ventil; *14* — obturator de reglare; *15* — ventil de picior pentru purjare.



La pornirea și la funcționarea prin inerție a compresorului (înainte de oprire) ungerea este asigurată de o pompă auxiliară cu acționare proprie. În cazul opririi pompei auxiliare, de exemplu întreruperea curentului electric, în cazul acționării cu motor electric, trebuie asigurată funcționarea prin inerție normală a turbocompresorului, ceea ce se poate realiza prin folosirea unei surse de energie separată pentru pompa auxiliară sau prin utilizarea unui rezervor de ulei montat cu diferență de nivel față de compresor, sau a unui rezervor de ulei sub presiune.

Se recomandă ca răcitorul de ulei, filtrul și pompa auxiliară cît și rezervorul de ulei să alcătuiască o singură unitate. Dacă turbocompresorul se rotește invers față de sensul normal, alimentarea cu ulei a lagărelor trebuie totuși asigurată și în acest sens. Astfel, sistemul de ungere trebuie conceput să funcționeze în ambele sensuri de rotație.

La stații de compresoare cu mers continuu, se recomandă ca filtrul și răcitorul de ulei să aibă dublură și să se poată cupla, în timpul funcționării compresorului, cînd unul cînd altul (fig. XXIII.210).

## 4.5.7. CURBELE CARACTERISTICE ALE TURBOCOMPRESOARELOR

Turbocompresoarele, ca și oricare turbomașină, au trei curbe caracteristice: curba presiunii în funcție de debit $H = f(Q)$ sau $p = H(Q)$, curba puterii în funcție de debit $P = f(Q)$ și curba randamentului $\eta = f(Q)$. Ele se trasează la standul de probă a întreprinderii constructoare după procedeul cunoscut.

În urma acestui fapt la turbocompresoare, spre deosebire de compresoarele cu piston, debitul precum și întregul regim de funcționare depind atît de presiunea din conducta de aspirare cît și de presiunea din conducta de refulare.

Pentru ca funcționarea compresorului centrifugal să aibă loc conform regimului de funcționare proiectat, adică cu un randament maxim, trebuie să existe o anumită presiune în rețea. Dacă nu există această corespondență, compresorul nu va corespunde cerințelor exploatării, chiar dacă la bancul de probă a dat rezultate satisfăcătoare.

Contrapresiunea la care debitează turbocompresorul depinde de felul consumatorilor de aer comprimat care, în cazul unei rețele de distribuție, stabilește presiunea din rețea.

Astfel, în cazul turbocompresoarelor care furnizează aer pentru un furnal, contrapresiunea $p$ este constantă, ea fiind determinată de înălțimea încărcăturii care este aceeași în tot timpul procesului de topire a minereului.

În diagrama $p = f(Q)$ din fig. XXIII.211, această presiune $p$ este reprezentată prin linia $AB$ paralelă cu axa absciselor, dacă bineînțeles se face abstracție de pierderile de presiune datorite frecării între aer și încărcătura furnalului.

În cazul cuplării turbocompresoarelor la o rețea de aer comprimat, care alimentează mai mulți consumatori, ca de exemplu perforatoare, ciocane de abataj, ventilatoare, motoare pneumatice etc. cum este cazul în mină, debitul consumat variază necontenit.

Această variație a debitului produce rezistențe diferite ale aerului în conducte, produse prin frecare și șocuri. Deoarece aceste rezistențe cresc aproximativ proporțional cu pătratul debitului, linia de contrapresiune va fi prezentată prin parabola $OC$ cu vîrful în $O$ (fig. XXIII.211).

În practică rezistențele sînt compuse astfel încît curba contrapresiunii este reprezentată prin parabola $ACF$ cu vîrful în $A$, la o distanță $p$ de axa absciselor, adică pentru cazul unei rețele de aer comprimat din mină, presiunea aerului din conducta

de refulare este considerată egală cu $p$, iar distanța de la dreapta $AB$ la curba $ACF$ reprezintă pierderea de presiune datorită frecării aerului de pereții interiori ai conductei, datorită ventilelor, coturilor etc.

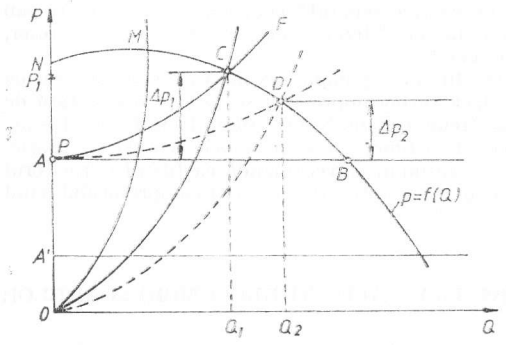



Fig. XXIII.211. Curba caracteristică presiune-debit a turbocompresorului și curbele contrapresiunii în rețea.

Astfel, pentru debitul $Q_1$ pierderea de presiune în conductă este $p_1$, presiunea aerului în conductă $p$, iar intersecția curbei caracteristice a turbocompresorului $p = f(Q)$ cu curba pierderilor de presiune $ACF$ dă punctul de funcționare a turbocompresorului care, în acest caz, este în $C$ și indică debitul $Q_1$ și presiunea $p_1$ cu care va funcționa în această situație turbocompresorul.

În cazul în care pierderile de presiune scad de la $p_1$ la $p_2$ atunci punctul de funcționare se deplasează din $C$ în $D$, iar debitul turbocompresorului crește de la $Q_1$ la $Q_2$.

În caz invers, cînd pierderea de presiune crește, punctul de funcționare se deplasează spre stînga și deci debitul turbocompresorului va scădea.

Din cele spuse rezultă că pentru a asigura condiții optime de exploatare, motorul sau turbina de acționare trebuie să fie suficient dimensionată, pentru a face față variațiilor de consum. Variațiile de consum de aer comprimat pot duce, în anumite cazuri, la fenomenul de ,,pompare'' sau la funcționarea pulsativă a turbocompresorului.

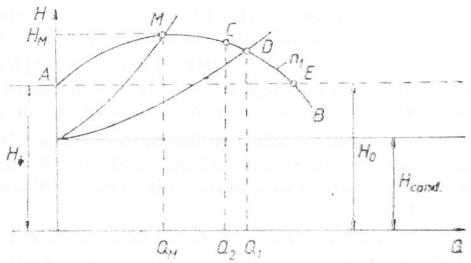



Fig. XXIII.212. Schiță explicativă a fenomenului de ,,pompare'' la turbocompresoare.

**Fenomenul de pompare la turbocompresoare.** Pentru a explica geneza fenomenului de pompare la turbocompresoare, se consideră o astfel de turbomașină care are turația $n_1$, iar pentru această turație, curba presiunii în funcție de debit $H = f(Q)$ este reprezentată prin $AMB$ (fig. XXIII.212).



Punctul $M$ reprezintă punctul cu presiunea maximă, $H_M$, creată de turbocompresor, căreia îi corespunde debitul $Q_M$. $H_{cond}$ este presiunea aerului în conducte.

Se consideră că în mod normal punctul de funcționare a compresorului este în $D$, pentru care debitul turbocompresorului este $Q_1$, curba $OD$ fiind curba rezistențelor pe care le are de învins turbocompresorul. În momentul cînd o parte din consumatorii de aer comprimat nu mai lucrează, turbocompresorul dînd același debit, face ca presiunea în rezervorul tampon să crească, și astfel punctul de funcționare se va deplasa în punctul $C$ unde va da debitul $Q_2$. Dacă se mai opresc și alți consumatori de aer comprimat, adică va fi cerut un debit oarecare $Q < Q_2$, presiunea de asemenea va crește, iar punctul de funcționare se va deplasa spre stînga. Se presupune că a ajuns în punctul $M$, unde turbocompresorul dă debitul $Q_M$ și presiunea maximă $H_M$ pe care o poate crea. Oprind în continuare alți consumatori, debitul cerut de rețeaua de aer comprimat va fi mai mic decît $Q_M$, iar presiunea în rezervorul tampon va crește peste $H_M$. Turbocompresorul nu va putea crea această presiune și încetează de a mai debita, punctul său de funcționare deplasîndu-se din $M$ în $A$ unde presiunea este $H_0 < H_M$, iar debitul compresorului este zero. Utilajele pneumatice care însă au rămas legate la rețea consumă aer, ceea ce face să scadă presiunea în rezervorul tampon și, de asemenea, trecînd punctul de funcționare din $M$ în $A$, are loc o scurgere a aerului din rețea spre compresor care, de asemenea, contribuie la scăderea presiunii. În momentul cînd presiunea aerului în rezervorul tampon a scăzut la $H_0$, turbocompresorul va debita din nou și punctul său de funcționare va sări din $A$ în punctul $E$, care are aceeași presiune cu punctul $A$, adică $H_0$. Debitul său fiind din nou superior debitului cerut, fenomenele precedente se vor repeta, adică punctul de funcționare se va deplasa spre stînga, ajungînd în $D$, $C$, $M$ apoi va sări în $A$, iar după ce din nou presiunea aerului va scădea în rezervorul tampon la $H_0$, punctul de funcționare va sări iarăși din $A$ în $E$.

Cînd punctul de funcționare sare din $M$ în $A$ se înțelege că turbocompresorul nu poate debita decît numai după ce presiunea în rezervorul tampon scade la $H_0$, ceea ce face ca turbocompresorul să funcționeze pulsativ, fenomen care poartă denumirea de ,,pompare'' deoarece seamănă cu funcționarea pompelor cu piston. Frecvența pulsațiilor este în funcție de debitul cerut de consumatori, de $Q_M$, și de capacitatea rezervorului și a conductelor de aer comprimat. Numărul pulsațiilor poate depăși 12/min.

În afară de debitare pulsativă, pompajul mai prezintă inconvenientul că modifică brusc împingerea axială și produce modificări rapide a puterii consumate de către motor.

Ramura $AM$ a curbei caracteristice presiune-debit este ramura instabilă, iar $MB$ cea stabilă, pe care chiar dacă punctul de funcționare se deplasează, compresorul nu funcționează pulsativ.

Pentru evitarea fenomenului de pompare la turbocompresoare, se folosesc aparate de reglare a debitului.

### 4.5.8. REGLAREA TURBOCOMPRESOARELOR

Procedeele de reglare a turbocompresoarelor se pot împărți în mai multe categorii, după condițiile de funcționare pe care le impune exploatarea minieră sau uzina respectivă. Dacă se ia în considerare în primul rînd scopul stației de compresoare, atunci reglarea se poate face după următoarele două criterii :

— reglare la presiune finală constantă și la debit variabil ;
— reglare la debit constant și presiune variabilă.

În exploatările miniere se folosește numai primul procedeu, ca de altfel în majoritatea cazurilor din alte ramuri industriale. Reglarea la debit constant se utilizează în cazuri mai restrînse, ca de exemplu la turbosuflantele de la cuptoarele înalte.

În funcție de mașina de acționare a turbocompresorului reglarea se poate face după două criterii : reglarea la turație constantă și la turație variabilă.

**Reglarea în domeniul stabil a caracteristicii turbocompresorului.** Reglarea turbocompresorului pe ramura stabilă a curbei caracteristice presiune funcție de debit se poate face după mai multe procedee dintre care patru sînt mai importante și vor fi arătate în continuare.

*Reglarea prin schimbarea turației.* În cazul variațiilor puternice a condițiilor de lucru pentru turbocompresor, reglarea acestuia prin schimbarea turației poate fi considerat procedeul optim de reglare.

Dacă la o presiune finală constantă se cere un debit variabil, așa cum este cazul la stațiile de compresoare din exploatările miniere, atunci toate punctele fixate prin linia $AA$ pot fi realizate ca puncte de funcționare în domeniul stabilit de funcționare (fig. XXIII.213). Dacă se cere debit constant, atunci punctele de funcționare care se pot realiza prin schimbarea turației se găsesc pe linia $BB.F$ reprezintă punctul de funcționare normală cu sarcină de 100% pentru turația normală $n$.

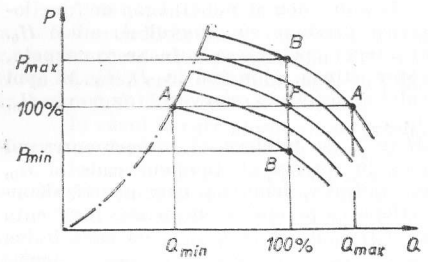



Fig. XXIII.213. Cîmpul curbelor caracteristice la un turbocompresor reglat prin schimbarea turației :

$AA$ — linia presiunii finale constante; $BB$ — linia debitului constant; $F$ — punct de funcționare.

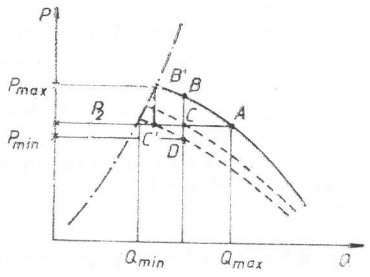



Fig. XXIII.214. Curba caracteristică a unui turbocompresor reglat prin ventil de strangulare în conducta de refulare.

*Reglarea prin strangulare.* Reglarea prin strangulare se face atunci cînd turația turbocompresorului rămîne constantă. Dispozitivul de strangulare poate fi montat în priza de aspirare sau de refulare a turbocompresorului, cel mai simplu putînd fi un ventil, clapetă etc.

Prin această reglare se poate menține constant debitul sau presiunea. Se admite că punctul de funcționare este în $A$ (fig. XXIII.214)! atunci turbocompresorul dă debit



maxim $Q_{max}$, organul de strangulare fiind complet deschis. Datorită opririi unor consumatori de aer comprimat, presiunea aerului în rezervorul tampon crește și este necesară reglarea la presiune constantă și egală cu $p_2$, deoarece punctul de funcționare s-a deplasat din $A$ în $B$.

*Reglarea prin schimbarea poziției paletelor la stator și rotor.* La turbocompresoare se folosește din ce în ce mai mult clapeta (v. fig. XXIII.209) cu palete reglabile în scopul realizării unui anumit debit și care se montează în fața primului rotor.

În fig. XXIII.215 se văd curbele caracteristice ale turbocompresoarelor $P = f(Q)$, ținînd seama de unghiul de poziție a paletelor de la clapeta de strangulare și de punctele de același randament unite prin curbele prezentate. Pentru poziția zero a paletelor clapetei, turbocompresoarele funcționează normal și dau debitul și presiunea de 100%, iar randamentul este optim, adică considerat 100%. Dacă este necesar un debit mai mic la aceeași presiune, se observă că unghiul de poziție a paletelor va fi reglat la — 5°.

*Reglarea prin reducerea numărului de trepte (rotoare).* Dacă în anumite intervale de timp turbocompresorul trebuie să funcționeze cu o sarcină parțială dar constantă, atunci printr-o cuplare paralelă sau în serie a unui anumit număr de rotoare se poate realiza un anumit debit (rotoare în paralel), sau o anumită presiune (rotoare în serie).

Reglarea presiunii se mai poate realiza prin ocolirea unuia sau a mai multor rotoare, ceea ce va duce la o presiune finală mai mică.

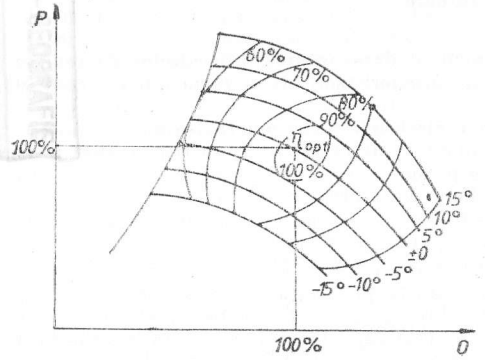



Fig. XXIII.215. Curbele caracteristice $P = f(Q)$ în funcție de unghiul de poziție a paletelor la clapeta de strangulare.

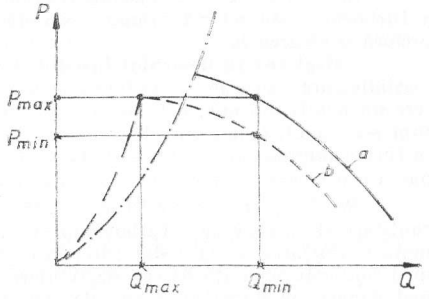



Fig. XXIII.216. Reglarea prin ocolirea unor rotoare.

Din fig. XXIII.216 se recunoaște ușor reglarea prin ocolirea unor rotoare. Linia plină $a$ reprezintă caracteristica turbocompresorului cu toate rotoarele în funcțiune, iar linia întreruptă $b$ caracteristica de funcționare cu un număr mai mic de rotoare.

În fig. XXIII.217 se vede un turbocompresor tip Escher — Wyss la care pot fi ocolite primele două rotoare, adică turbocompresorul să funcționeze cu trei rotoare în loc de cinci, deci cu presiune finală mai mică.

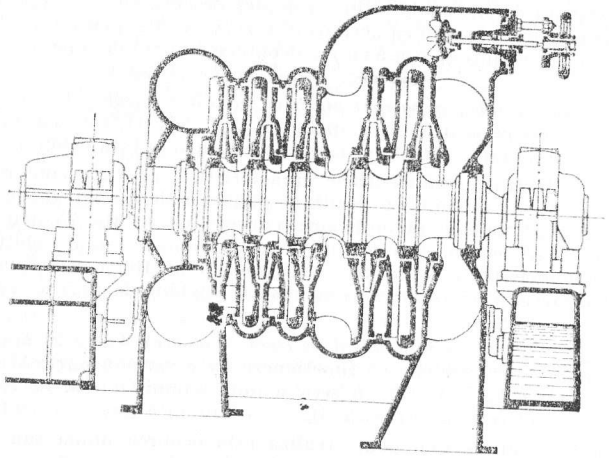


Fig. XXIII.217. Turbocompresor cu reglare prin ocolirea unor rotoare.

În tabelul XXIII.31 se dau avantajele și dezavantajele procedeelor de reglare a turbocompresoarelor în ramura stabilă a caracteristicii, cît și domeniul în care se preferă utilizarea lor.

**Reglarea în domeniul instabil al caracteristicii turbocompresorului.** La turbomașinile care dau o presiune finală $p$ mai mare de 1000 daN/m², în cazul în care li se cere un debit mai mic, cel care corespunde presiunii maxime create de ele, apare, așa cum s-a văzut, fenomenul de „pompare". Pentru evitarea acestui fenomen este necesar ca turbocompresorul să fie reglat. În domeniul instabil de funcționare sînt, de asemenea, patru procedee de reglare, care au cea mai răspîndită utilizare.

*Reglare prin purjare în atmosferă.* Acest procedeu de reglare constă în purjarea cantității de aer pe care turbocompresorul o dă în plus față de cea cerută de consumatori. Purjarea se face din conducta de refulare, prin intermediul unui ventil și a unei conducte separată de cea de refulare. În acest caz, turbocompresorul funcționează mai departe în domeniul stabil de funcționare.

*Reglare prin purjare dirijată.* Acest procedeu de reglare este foarte apropiat de cel care folosește purjarea în atmosferă. De asemenea, și la acest procedeu plusul de aer sau gaz, dat de turbocompresor față de debitul cerut de consumatori, este trimis din conducta de refulare, prin intermediul unui ventil, într-o conductă de ocolire, care însă nu-l purjează în atmosferă ci îl conduce la o turbină unde se destinde și apoi este introdus în conducta de aspitare a turbocompresorului, recuperîndu-se parte din energia pe care o are aerul sau gazul comprimat.

*Reglarea prin mers în gol.* Acest procedeu de reglare este foarte mult asemănător celui folosit pentru reglarea debitului de la compresoarele cu piston. Atunci cînd compresorului i se cere un debit mic și ajunge la limita de pompare, adică la presiunea maximă pe care o creează, cu ajutorul unui servomotor cu ulei sub presiune se obturează



*Tabelul XXIII.31*

**Avantajele și dezavantajele procedeelor de reglare a turbocompreroarelor în ramura stabilă a caracteristicii**

| Procedeu de reglare | Avantaje | Dezavantaje | Domeniul preferat de utilizare |
|---|---|---|---|
| Reglarea turației | Randament optim pentru funcționare cu sarcină parțială, adaptare rapidă a compresorului la debitul cerut de consumatori | Cheltuieli relativ mari la acționare cu motoare electrice | Compresoare acționate cu turbine cu abur sau gaze și unde debitul cerut de consumatori este variabil |
| Reglare prin strangulare (drosel) | Deservire ușoară și cheltuieli mici pentru construcție | Randament relativ mic la funcționare cu sarcină parțială | Compresoare la care debitul cerut este aproape constant și acționate cu motor electric |
| Reglare prin schimbarea poziției paletelor la stator și rotor | Randamente bune la funcționarea compresoarelor cu sarcină parțială, creșterea domeniului stabil de funcționare | Construcție relativ complicată, apar anumite deranjamente provocate de gaze sau aer murdar | Compresoare la care debitul cerut este foarte variabil și acționate cu motoare electrice |
| Reglare prin reducerea numărului de trepte (rotoare) | Cheltuieli mici pentru construcția dispozitivului de reglare | Randament relativ slab la funcționare cu sarcină parțială | Numai la turbocompresoare ; domenii de funcționare cu sarcină mică parțială, care este constantă<br>Acționare cu motoarele electrice |

conducta de aspirare a turbocompresorului și acesta funcționează în gol, adică nu debitează aer comprimat în rețea.

Un astfel de dispozitiv de reglare se vede în fig. XXIII.218. El constă din servomotorul cu ulei $S$ care are pistonul $p_1$ ; deasupra și dedesubtul său se găsește ulei sub presiune. Cilindrul pistonului $p_1$ este în legătură cu sertărașul de distribuție $S_r$ prin conductele $c_1$ și $c_2$, ambele fiind obturate de pistoanele $p'$ și $p''$, atunci cînd turbocompresorul funcționează normal.

Sertărașul $S_r$ are conducta $a$ prin care vine uleiul sub presiune de la pompă, iar conducta $b$ duce uleiul care se scurge prin orificiile de supraplin $O_1$ și $O_2$, la bazinul de alimentare a pompei. Reglarea presiunii la care turbocompresorul va funcționa în gol se face cu ajutorul arcului $A$, care este solicitat de tija filetată $t_{f2}$ prin intermediul roții $R_2$. Cu cît tija pătrunde mai mult în cilindru, arcul $A$ va fi mai mult comprimat și cu atît va ceda la o presiune mai mare. Pe de altă parte, arcul $A$ este solicitat de tija pistonului $p_2$, care tot timpul este în legătură cu rezervorul tampon prin intermediul conductei $c$. Roata $R_1$ și tija filetată $t_{f1}$ servesc pentru reglarea cursei pistonului $p_1$ de la servomotor și totodată a cursei registrului $R_e$ din conducta de aspirare.

*Reglare prin comutarea rotoarelor.* La turbocompresoarele cu aspirație bilaterală, adică cu conducta de aspirare la ambele extremități ale axului, una dintre conductele de aspirare poate fi închisă cu ajutorul unei clapete de strangulare. Închiderea nu se face complet, deoarece în acest caz poate lua naștere o temperatură prea ridicată în turbocompresor. În această situație turbocompresorul dă numai circa jumătate din debitul său normal, rezultînd că cele două jumătăți din numărul de rotoare sînt legate

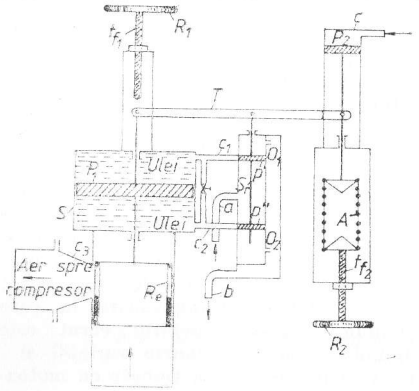



Fig. XXIII.218. Schema mecanismului de reglare a debitului la turbocompresoare prin servomotor cu ulei.

în paralel. La construcții adecvate, cele două jumătăți de rotoare pot fi legate și în serie, cu ajutorul clapetelor de strangulare.

În tabelul XXIII.32 se dau avantajele și dezavantajele procedeelor de reglare a turbocompresoarelor în domeniul instabil al caracteristicii turbocompresorului cît și domeniul în care se preferă utilizarea lor.

### 4.5.9. AVANTAJELE ȘI DEZAVANTAJELE FOLOSIRII TURBOCOMPRESOARELOR

Avantajele principale ale turbocompresoarelor față de compresoarele cu piston sînt următoarele :

— debitul turbocompresorului este mai uniform, fără efect pulsativ ;

— gabaritul turbocompresorului pentru aceleași caracteristici este mai mic decît la compresorul cu piston, deci lucrările de investiții pentru fundație și camera compresorului vor fi mai mici ;

— construcția este relativ mai simplă, iar deservirea mai ieftină ;

— turbocompresoarele se pot construi pentru debite foarte mari ;

— în cazul acționării cu turbină cu aburi există posibilitatea cuplării directe a turbocompresorului cu turbina sau cu electromotoare cu turație mare ;

— aerul nu vine în contact cu suprafețe unse și deci va fi mult mai curat ; de asemenea consumul de ulei de ungere este mai redus ;

— turbocompresorul este mai compact decît compresorul cu piston, are greutatea pe unitatea de putere mai mică ; de asemenea are mersul mai echilibrat din punct de vedere a solicitării în lagăre.



*Tabelul XXIII.32*

**Avantajele și dezavantajele procedeelor de reglare a turbocompresoarelor în ramura instabilă a caracteristicii**

| Felul reglării | Avantaje | Dezavantaje | Domeniul preferat de utilizare |
|---|---|---|---|
| Reglare prin purjare în atmosferă | Dispozitiv simplu și ușor de realizat | Provoacă pierderi de energie iar prin purjarea liberă apare zgomot | La turbocompresoare, la care debitul cerut este relativ constant |
| Reglare prin purjare dirijată | Energia aerului poate fi parțial recuperată prin turbină sau difuzor în conducta de aspirare | La montarea unei turbine sînt cheltuieli mari | La instalații mari de turbocompresoare, unde debitul cerut este foarte frecvent sub limita de pompare |
| Reglare prin mers în gol | Economie optimă de energie atunci cînd debitul cerut este sub limita de pompare. Este posibilă reglarea complet automată | Cheltuieli mai mari la aparatele de cuplare și reglare | La instalațiile moderne care au un volum mare al rețelei de aer comprimat sau gaz comprimat |
| Reglare prin comutarea rotoarelor | Cheltuieli mici pentru reglare | Randament relativ slab atunci cînd turbocompresorul lucrează sub limita de pompare | Numai la instalații de turbocompresoare care lucrează cu sarcină parțială mică și constantă sub limita de pompare<br>La turbosuflante unde presiunea cerută este variabilă |

Dezavantajele turbocompresoarelor sînt :

— nu se pot construi turbocompresoare cu debite mici, deoarece în acest caz randamentul lor este mic ;

— presiunea finală pentru turbocompresoarele cu o singură carcasă este limitată la 10 bar, ceea ce, de altfel, pentru instalații de compresoare din exploatările miniere este suficient ;

— randamentul turbocompresorului este ceva mai redus decît al compresorului cu piston ; în ultimul timp prin creșterea turației la turbocompresoare, randamentul acestora este foarte aproape și uneori egalează pe acel al compresoarelor cu piston ;

— la turbocompresoare presiunea depinde de debit, conform curbei caracteristice.

În general, turbocompresoarele nu se construiesc pentru debite mai mici decît 100 $m^3/min$ și deci se pot utiliza la stații de compresoare pentru debite de 200 $m^3/min$, unde sînt necesare 3 turbocompresoare, dintre care unul de rezervă.

În ultimul timp, turbocompresoarele sînt utilizate tot mai mult în locul compresoarelor cu piston, datorită avantajelor amintite.

# 4.6. PROIECTAREA STAȚIILOR DE COMPRESOARE ȘI A REȚELELOR DE AER COMPRIMAT

## 4.6.1. DETERMINAREA DEBITULUI DE AER NECESAR UNEI STAȚII DE COMPRESOARE

Pentru determinarea debitului de aer necesar unei stații de compresoare se determină debitul de aer necesar tuturor consumatorilor de energie pneumatică din mină și apoi debitul de aer care se pierde prin îmbinările conductelor de aer comprimat, ținînd seama de faptul că lungimea acestora într-o mină atinge valori de zeci de kilometri.

În vederea stabilirii debitului pentru consumatori,se stabilește numărul acestora pe categorii de tipuri. De exemplu o categorie de consumatori sînt perforatoarele,alta mașinile de încărcat, ventilatoarele pneumatice etc. Ca tip de consumatori la categoria perforatoare se iau perforatoarele utilizate : P-58, P-90 etc.

Din cataloage sau prospecte ale uzinelor constructoare de utilaje pneumatice se iau consumurile specifice de aer ale acestora.

Dacă lipsesc astfel de date, atunci pentru motoarele pneumatice care lucrează fără expansiune se poate lua 40—60 m³ aer atmosferic pentru 1 CP/h la arborele motorului, respectiv 54,50—81,60 m³ pentru 1 kW/h. Pentru motoarele care lucrează cu expansiune se va lua 30—40 m³ aer pentru 1 CP/h respectiv 41 pînă la 54 m³ pentru 1 kW/h tot la arborele motorului.

Dacă se notează cu $V_{cons}$ debitul de aer necesar consumatorilor, atunci :

$$V_{cons} = \sum_{i=1}^{i=n} m_i q_i \zeta_i \psi_i a_H \quad [\text{m}^3/\text{min}] \tag{4.97}$$

unde : $m_1$, $m_2$ reprezintă numărul consumatorilor de o anumită categorie și un anumit tip, care lucrează pe schimbul de lucru cel mai aglomerat ; $q_1$, $q_2$ ... — consumul specific de aer pentru fiecare categorie și tip de consumatori, m³/min ; $\zeta_1$, $\zeta_2$ ... — coeficienți de simultaneitate pentru fiecare tip de consumatori și care ține seama de faptul că nu toți consumatorii de aer se alimentează concomitent cu energie pneumatică în decursul unui schimb de lucru și că nu lucrează în tot timpul acestui schimb ; $\psi$ — coeficient de corecție a debitului de aer la consumatori datorită uzurii acestora ($\psi = 1{,}15$ pentru perforatoare și ciocane de abataj și $\psi = 1{,}10$ pentru celelalte categorii de utilaje pneumatice) ; $a_H$ — coeficient de corecție a debitului stației de compresoare care ține seama de altitudinea la care vor lucra stațiile de compresoare.

În funcție de numărul ciocanelor de abataj și a perforatoarelor $m$, coeficientul de simultaneitate $\zeta$ variază în felul următor :

| $m$ | $\zeta$ |
|---|---|
| 1—10 | 1—0,85 |
| 11—30 | 0,85—0,80 |
| 30—60 | 0,81—0,75 |
| >60 | 0,75—0,70 |

Pentru ventilatoarele pneumatice care funcționează continuu coeficientul de simultaneitate va fi 1 ca și pentru lămpile electropneumatice.



Pentru celelalte motoare pneumatice, el se va aprecia în funcție de condițiile de lucru din mină, de exemplu pentru mașinile de încărcat el variază între 0,40—0,60 la minele de minereuri.

Același tip de compresor, dacă va lucra la o altitudine mai mică față de nivelul mării, va da un debit mai mare și dacă va lucra la o altitudine mai mare va da un debit masic mai mic.

Coeficientul de corecție a debitului, $a_H$, în funcție de nivelul mării, $H$, este după cum urmează :

| $H$[m] | $a_H$ | $H$ [m] | $a_H$ | $H$ [m] | $a_H$ |
|---|---|---|---|---|---|
| —200 | 0,99 | 600 | 1,07 | 1600 | 1,19 |
| 0 | 1 | 800 | 1,09 | 1800 | 1,21 |
| +200 | 1,02 | 1000 | 1,11 | 2000 | 1,24 |
| 400 | 1,04 | 1200 | 1,13 | 2500 | 1,30 |
| 500 | 1,05 | 1400 | 1,16 | 3300 | 1,30 |
| | | 1500 | 1,18 | | |

Dacă debitul compresorului trebuie raportat la debitul exprimat în m³ normali [Nm³] și care cum s-a mai amintit reprezintă starea aerului la presiunea de 760 mm Hg și temperatura de 0°C, atunci notînd debitul raportat la această stare cu $V_0'$, temperatura cu $T_0$ și presiunea cu $P_0$ și notînd aceiași parametri locali ai aerului cu $V_1$, $T_1$ și $P_1$, atunci se poate scrie :

$$V_0' = \frac{P_1}{P_0} \cdot \frac{T_0}{T_1} V_1 \quad [\text{m}^3/\text{min}] \tag{4.98}$$

Presiunile $P_1$ și $P_0$ găsindu-se sub formă de raport, pot fi exprimate în oricare unități de măsură—bar, kgf/m² sau N/m². Temperaturile $T_0$ și $T_1$ în grade Kelvin și $V_1$ în m³/min.

*Exemplu.* Un compresor cu piston are debitul de 100 m³/min și funcționează la o altitudine de 800 m, unde presiunea atmosferică este de 700 mm Hg și temperatura medie anuală de + 10°C. Se cere debitul compresorului raportat la m³ normali de aer pe minut.

$P_0 = 760 \cdot 13{,}6 = 10\,330$ daN/m² $\qquad T_0 = 273°\text{K}$

$P_1 = 700 \cdot 13{,}6 = 9520$ daN/m² ; $\qquad T_1 = 273 + 10 = 283°\text{K}$

$$V_0 = \frac{P_1}{P_0} \cdot \frac{T_0}{T_1} \quad V_1 = \frac{9520}{10330} \cdot \frac{273}{283} \cdot 100 = 0{,}923 \cdot 0{,}954 \cdot 100 = 88 \text{ m}^3/\text{min}.$$

Dacă presiunile $P_1/P_0$ ar fi exprimate în N/m² valoarea acestui raport ar fi : $\frac{P_1}{P_0} = \frac{9520 \cdot 9{,}81}{10330 \cdot 9{,}81}$ și rezultatul ar fi același, doar calculul ar fi ceva mai lung.

La fel se pot calcula și diferențele de debit ale compresoarelor pentru diferite presiuni atmosferice care pot fi întîlnite la diferite altitudini față de nivelul mării.

Debitul de aer care se pierde datorită neetanșeităților conductelor, a armăturilor și a furtunurilor este greu de stabilit prin calcul, deoarece el depinde de mai mulți factori:

— procedeul de îmbinare a conductelor și numărul acestor îmbinări;
— felul garniturilor folosite în cazul îmbinărilor cu flanșe;
— diametrul conductei de aer;
— presiunea aerului comprimat în conducte.

Notînd cu $V_p$ debitul care se pierde prin neetanșeități, valoarea sa va fi:

$$V_p = \frac{a}{60} \Sigma l \quad [\mathrm{m^3/min}] \tag{4.99}$$

unde: $a$ reprezintă pierderile de aer datorită neetanșeităților;

$$a = 80 \ldots 125 \ \mathrm{m^3/h \cdot km}.$$

$\Sigma l$ — lungimea totală a rețelei de conducte, km.

Cele mai mici pierderi de debit se obțin la conductele sudate și apoi la conductele cu flanșe. Dintre garnituri, cele din carton netratat sau din metal cu strat de azbest dau pierderile cele mai mari dacă strîngerea șuruburilor de la flanșe este cea obișnuită.

Cartonul îmbibat cu ulei sau parafină dă rezultate bune, pierderile de debit fiind relativ mici.

Garniturile din klingherit se comportă mai bine decît cele din carton îmbibat.

Cauciucul cu inserții de pînză se comportă mai rău decît cartonul îmbibat.

Cele mai bune garnituri se obțin din cauciuc moale, fără inserții de pînză, realizîndu-se o etanșeitate bună la un moment de strîngere a șuruburilor de 10 daNm. La toate celelalte materiale pentru garnituri pierderile de debit sînt mari, dacă momentul de strîngere scade sub 18 daNm.

S-a stabilit o relație matematică pentru determinarea limitei inferioare $a_{inf}$ a pierderilor de debit la conductele cu flanșe:

$$a_{inf} = 0{,}062 \ D_i p^n \quad [\mathrm{m^3/h \ km}] \tag{4.100}$$

unde: $D_i$ este diametrul interior al conductei, m; $p$ — presiunea aerului din conductă, bar; $n = 1{,}3$ pentru presiuni între 3—6 bar.

De asemenea, se poate calcula limita inferioară a pierderii de debit pe metru patrat de secțiune a conductei $a_{m^2}$, tot pentru conductele cu flanșe:

$$a_{m^2} = 0{,}0196 \ p^{1{,}5} \quad [\mathrm{m^3/h \cdot m^2}] \tag{4.101}$$

Raportul $\dfrac{a_{inf}}{a_{m^2}} = 3{,}14 \ D_i$.

Pierderile de debit pe conductele de aer comprimat din mină variază între 25 și 40%. Debitul de aer care va trebui să-l dea stația de compresoare $V_{s.c}$ are valoarea:

$$V_{s.c} = V_{cons} + V_p = \sum_{i=1}^{i=n} m_i q_i \zeta_i \psi_i a_H + \frac{a}{60} \Sigma l \quad [\mathrm{m^3/min}] \tag{4.102}$$



După determinarea debitului stației de compresoare se trece la alegerea compresoarelor, ținînd seama că pe lîngă compresoarele care trebuie să asigure acest debit, este necesară o rezervă de 25—50% care să intre în funcție în cazul cînd se face revizia sau reparația celorlalte compresoare.

## 4.6.2. PUNCTE DE VEDERE PENTRU ALEGEREA COMPRESOARELOR

Pînă în prezent, compresoarele care se aleg pentru stațiile de aer comprimat din mină sînt turbocompresoare, compresoare elicoidale și compresoare cu piston. Acolo unde se pot alege compresoare cu piston, pot fi alese tot atît de bine și compresoare elicoidale.

Întrucît în industria minieră presiunea finală de 8 bar este cea mai mare folosită, acel care decide alegerea compresorului este debitul. Pentru debite pînă la 6000—6300 $m^3$ aer/h se vor alege compresoare cu piston. Între 6300 și cca 100 000 $m^3$/h, se aleg turbocompresoare care în acest domeniu s-au dovedit a fi mașini foarte adecvate. Pentru grade de compresiune mai mari ca 10, se folosesc în mod obișnuit numai compresoare cu piston și mai rar turbocompresoare legate în serie.

Pentru grade de compresiune mai mari de 12 bar și debite mai mari de 16 000 $m^3$/min se folosește uneori o instalație combinată din turbocompresoare care aspiră aerul din atmosferă și-l comprimă pînă la o anumită presiune, la care debitul poate fi aspirat de un compresor cu piston care-l comprimă apoi pînă la presiunea finală. Dacă gradul de compresiune cerut este mare, iar debitul cerut este mic și în afară de aceasta este necesar un aer comprimat curat, fără resturi de ulei (automatizare pneumatică, compresoare de oxigen, utilaje pneumatice din industria alimentară etc.), se vor alege compresoare cu piston fără ungere (cu mers uscat).

Deși alegerea compresoerelor depinde de mai mulți factori și domeniul de utilizare a fiecărui tip de compresor este mobil în funcție de perfecționările tehnice care se realizează pe parcurs, totuși tipul de compresor adecvat se poate alege, cu destulă aproximație, din fig. XXIII.219, luată din Tech. Handbuch Verdichter VEB Verlag Technik Berlin.

Pentru a se putea aprecia factorii care influențează cheltuielile necesare pentru construcția unei stații de compresoare se prezintă o comparație făcută de H. Brinkmann (DEMAG — Verdichterbau I Teil) DEMAG — Nachrichten H-152) la compresoarele cu piston cu două trepte pentru debit $V > 17000$ $m^3$/h și compresiune de la 1 la 11 bar, luînd în considerare patru variante. Varianta $a$ — presupune că în stația de compresiune s-a montat un compresor de construcție orizontală cu doi cilindri gemeni, varianta $b$ — un compresor cu cilindri opuși, varianta $c$ — un compresor cu cilindri verticali și varianta $d$ — un compresor cu cilindri în formă de L.

La prima variantă ($a$) s-a considerat turația $n$, masa compresorului $M_c$, masa fundației $M_F$, forțele libere ale maselor de ordinul întîi $P_I$, momentele libere ale maselor, de ordinul întîi și doi $M_I$ și $M_{II}$ și suprafața necesară pentru montare $F$ că ar fi 100%. Pentru compresoare, aceiași factori sînt exprimați tot în procente pentru celelalte variante. Din această comparație rezultă clar avantajele compresoarelor cu mai mulți ilindri și cu turație mare, față de construcția obișnuită de compresoare orizontale (varianta $a$) cu turație mai mică.

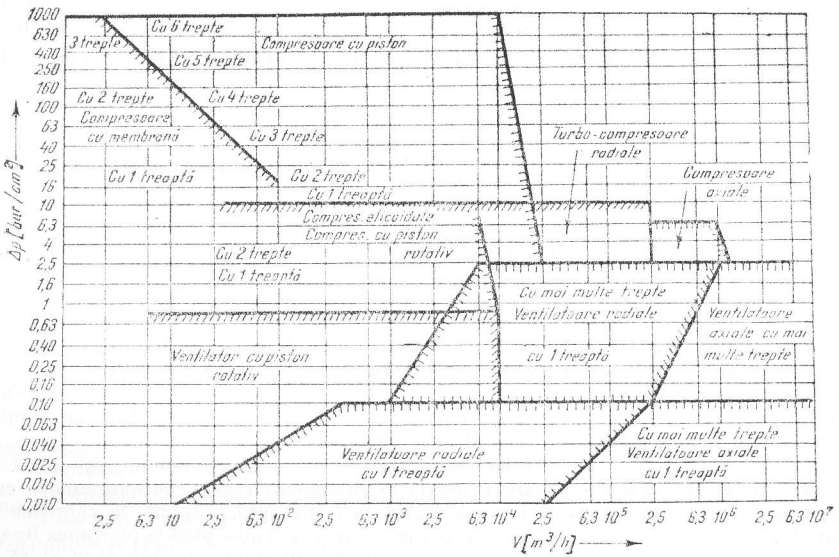



Fig. XXIII.219. Domeniile optime de funcționare a diferitelor feluri de compresoare.

### 4.6.3. CONDUCTE DE AER COMPRIMAT

**Dimensionarea conductelor de aer comprimat.** Pentru dimensionarea conductelor de aer comprimat se condiționează pierderile de presiune ale aerului pe conducte.

Pentru calculul pierderilor de presiune există mai multe relații de calcul, elaborate de diferiți autori.

De exemplu, după *Renouard*:

$$P^2 - p^2 = 48\,600\,\gamma L Q^{1,82} D^{-4,82} \tag{4.103}$$

unde: $D$ este diametrul conductei, mm; $L$ — lungimea conductei, km; $Q$ — debitul orar, m³/h; $P$ — presiunea la plecare a aerului; $p$ — presiunea la sosire, ambele în daN/m²; $\gamma$ — greutatea volumică a aerului, daN/m³.

După *Rouelle*:

$$Q = \frac{1}{280} D^{8/3} \sqrt{\frac{P^2 - p^2}{L}} \tag{4.104}$$



Relația cea mai frecvent folosită pentru pierderea de presiune pe conductele de aer comprimat și de care parțial s-a folosit și acad. M. M. Feodorov este:

$$h_p = \beta \frac{L}{D_i} v^2 \gamma \quad [\text{N/m}^2] \text{ sau } [\text{daN/m}^2] \tag{4.105, a}$$

după cum greutatea volumică a aerului comprimat este dată în N/m³ sau în daN/m³; în care: $h_p$ este pierderea de presiune, N/m² sau daN/m²; $L$ — lungimea conductei, m; $D_i$ — diametrul conductei, mm; $v$ — viteza aerului în conductă, m/s; $\beta$ — coeficientul de corecție; $\beta = \frac{2,86}{G_h^{0,148}}$; $G_h$ — debitul orar care trece prin conductă, kg aer/h.

Pierderea de presiune în bar, $\Delta P_{\text{bar}}$, se poate calcula cu relația:

$$\Delta P_{\text{bar}} = \frac{h_p}{10\,200} = \frac{\beta}{10\,200} \cdot \frac{L}{D_i} \cdot v^2 \cdot \gamma \quad [\text{bar}] \tag{4.105, b}$$

când $h$ este exprimat în daN/m²; $h_p$ se împarte la $10^5$ când este exprimată pierderea de presiune în N/m².

Făcînd cîteva transformări ale relației (4.105, a) se poate determina diametrul interior, $D_i$, condiționînd pierderea de presiune $\Delta P_{\text{bar}}$:

$$D_i = \sqrt{\frac{12,5\beta \cdot L \cdot G_h^2}{\Delta P_{\text{bar}} \gamma}} \quad [\text{mm}] \tag{4.106}$$

Pierderea de presiune, $\Delta P_{\text{bar}}$, se condiționează astfel:

— pentru conductele de aer comprimat din puțuri și transversale $\Delta P_{\text{bar}} = 0,1 \ldots 0,2$ bar/1000 m;

— pentru conducte de pe galerii direcționale și suitori $\Delta P_{\text{bar}} = 0,2 \ldots 0,3$ bar/1000 m conductă.

Pentru calculul diametrului interior se mai folosește o relație mai ușor de manipulat:

$$D_i = \sqrt{\frac{2L \cdot v}{\Delta P_{\text{bar}}}} \quad [\text{cm}] \tag{4.107}$$

Viteza aerului pe conducte variază între 5 și 10 m/s, iar pe lungimi scurte de conducte poate atinge chiar 15 m/s.

În pierderea de presiune condiționată pe 1000 m de conductă, $\Delta P_{\text{bar}}$, este prinsă și pierderea de presiune provocată de rezistențele locale cum sînt ventilele, coturile și schimbările de secțiune. Pierderea de presiune provocată de ventile, $\Delta P_{\text{bar}\,v}$, se calculează cu relația:

$$\Delta P_{\text{bar}.v} = \frac{\lambda}{10\,200} \frac{v^2}{2g} \gamma \quad [\text{bar}] \quad (\gamma \text{ în daN/m}^3) \tag{4.108}$$

în care $\lambda$ este un coeficient de corecție care depinde de felul ventilului:

$\lambda = 7$ pentru ventil de trecere; $\lambda = 3$ pentru ventil colțar; $\lambda = 0,3$ pentru ventil vană; $\lambda = 2,0$ pentru teu.

Pierderea de presiune datorită coturilor, $\Delta P_{\text{bar } c}$, se determină cu relația :

$$\Delta P_{\text{bar } c} = \frac{\lambda}{10\,200}\,\frac{v^2}{2g}\,\gamma \quad \text{[bar]} \tag{4.109}$$

Valorile lui $\lambda$ depind de unghiul cotului. În tabelul XXIII.33 sînt date valorile lui $\lambda$ în funcție de unghiul $\varphi$ al cotului.

*Tabelul XXIII.33*

**Valorile lui $\lambda$ în funcție de unghiul $\varphi$ al cotului**

| Unghiul $\varphi$ | 20° | 40° | 60° | 80° | 90° | 100° | 120° | Obs. |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $\lambda$ | 0,03 | 0,14 | 0,37 | 0,75 | 1,00 | 1,25 | 1,87 | |

Pentru diferite coturi de 90° coeficientul de corecție variază în funcție de raportul dintre raza de curbură $r$ și diametrul $D_i$ al acesteia. Aceste valori se dau în tabelul XXIII.34.

*Tabelul XXIII.34*

**Valorile coeficientului de corecție $\lambda$ pentru coturi de 90° în funcție de raportul $r/D_i$**

| $\frac{r}{D_i}$ | 2,5 | 1,7 | 1,2 | 1 |
|---|---|---|---|---|
| $\lambda$ | 0,14 | 0,16 | 0,2 | 0,3 |

Schimbările de secțiune ale conductelor, care sînt inevitabile datorită variației numărului de consumatori, provoacă de asemenea pierderi de presiune.

Schimbările de secțiune pot fi bruște (fig. XXIII.220), recomandîndu-se evitarea lor sau line (fig. XXIII.221).

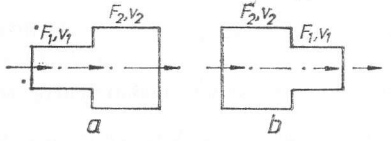



Fig. XXIII.220. Trecere bruscă de la secțiune mică la secțiune mare (*a*) și de la secțiunea mare la secțiune mică (*b*).

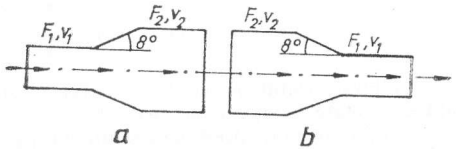



Fig. XXIII.221. Trecere lină de la secțiune mică la mare (*a*) și de la secțiune mare la mică (*b*).

Pentru schimbările bruște de secțiune, pierderea de presiune, $\Delta P_{\text{bar } s}$, se determină cu relația :

$$\Delta P_{\text{bar } s} = \frac{\lambda}{10\,200}\,\frac{v^2}{2g}\,\gamma \quad \text{[bar]} \tag{4.110}$$



Pentru schimbarea bruscă de secțiune din fig. XXIII.220,*a*, valoarea lui $\lambda$ este :

$$\lambda = \left(1 - \frac{F_1}{F_2}\right)^{\alpha} \tag{4.111}$$

Pentru schimbarea bruscă de secțiune (fig. XXIII.220,*b*) valoarea lui $\lambda$ este :

$$\lambda = \frac{1}{\alpha^2} - 1 \tag{4.112}$$

unde : $\alpha = 0{,}63 + 0{,}37\left(\frac{F_1}{F_2}\right)^3$

Pentru schimbarea lină de secțiune, de la secțiune mică la mare (fig. XXIII.221,*a*), pierderea de presiune $\Delta P_{\text{bar } s}$ se calculează cu relația :

$$P_{\text{bar } s} = \left(\frac{1 - \eta_d}{10\,200}\right)\frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}\cdot\gamma = \frac{1 - \eta_d}{10\,200}\left[1 - \left(\frac{F_1}{F_2}\right)^2\right]\frac{v_1^2}{2g}\,\gamma \quad \text{[bar]} \tag{4.113}$$

$\eta_d = 0{,}75 \ldots 0{,}85$ pentru $D_i > 100$ mm ;

$\eta_d = 0{,}60 \ldots 0{,}70$ pentru $D_i < 100$ mm.

Pentru trecerea lină de la secțiunea mare la secțiune mică (fig. XXIII.221,*b*), pierderea de presiune $\Delta P_{\text{bar } s}$ se calculează astfel :

$$\Delta P_{\text{bar } s} = \frac{\lambda}{10\,200}\,\frac{v_1^2}{2g}\,\gamma \quad \text{[bar]} \tag{4.114}$$

unde : $\lambda = \frac{1}{\alpha m} - 1$ ; $m = \frac{F_1}{F_2}$, iar $\alpha$ are aceeași valoare ca în relația (4.112).

Pentru toate pierderile de presiune, dacă greutatea volumică a aerului $\gamma_N$ este exprimată în N/m³, atunci expresiile $\lambda\,\frac{v^2}{2g}\,\gamma_N$ se vor împărți la $10^5$ pentru a se obține pierderile de presiune în bar.

Pierderea de presiune provocată de rezistențele locale poate fi determinată prin înlocuirea de lungimi echivalente de conducte, adică o lungime pe care se pierde exact aceeași presiune ca printr-un ventil, un cot sau o schimbare de secțiune a conductei.

În tabelul XXIII.35 se dau lungimile echivalente de conductă pentru rezistențele locale.

Astfel, dacă este necesar să se determine pierderea de presiune pe o conductă cu diametrul de 200 mm, lungă de 270 m, pe care se găsesc montați un ventil de trecere, un ventil vană, un teu și un cot normal, atunci la lungimea de 270 m se vor mai adăuga lungimile de 85 m pentru ventilul de trecere, 3,5 m conductă pentru ventilul vană, 24 m pentru ventilul teu și 2,4 m pentru cot, în total 114,9 m, adică pierderea de presiune se va calcula pentru o lungime de conductă de $270 + 114{,}9 = 384{,}9 \simeq 385$ m.

În cazul conductelor de aer comprimat din mină, mai trebuie ținut seama de faptul dacă aerul urcă sau coboară prin ele, așa cum este cazul în puțuri și suitori.

*Tabelul XXIII.35*

**Lungimi de conductă [în m] cu aceeași pierdere de presiune ca și armăturile conductelor**

| Diametrul interior, $D_i$ [mm] | Ventil de trecere $\lambda = 7$ | Ventil colțar $\lambda = 3$ | Ventil vană $\lambda = 0{,}3$ | Cot normal $\lambda = 0{,}2$ | Teu $\lambda = 2$ |
|---|---|---|---|---|---|
| 50 | 15 | 7 | 0,7 | 0,4 | 4 |
| 75 | 25 | 11 | 1,1 | 0,7 | 7 |
| 100 | 35 | 15 | 1,5 | 1 | 10 |
| 150 | 60 | 25 | 2,5 | 1,7 | 17 |
| 200 | 85 | 35 | 3,5 | 2,4 | 24 |
| 300 | 140 | 60 | 6 | 4 | 40 |
| 400 | 200 | 85 | 8,5 | 6 | 60 |

Pierderea de presiune (semnul minus) sau cîștigul de presiune (semnul plus) în această situație, $\Delta P_{bar}$, se determină cu relația:

$$\Delta P_{bar} = \pm \frac{H \cdot \gamma}{10\,200} \quad [bar] \tag{4.115}$$

în care: $H$ este diferența de nivel între punctele care coboară sau urcă aerul, m; $\gamma$ — greutatea volumică a aerului comprimat, daN/m³ respectiv kgf/m³.

În relația (4.115) produsul $H \cdot \gamma$ se împarte la 10 200 deoarece propriu-zis este exprimat în kgf/m³ care, aproximativ, este daN/m³ și 1 bar = 10 200 kgf/m². Dacă $\gamma$ este exprimat realmente în daN/m³ atunci $H$ se împarte la 10 000 și nu la 10 200. Dacă $\gamma$ este exprimat în N/m³ atunci pentru a obține bar, $H \cdot \gamma_N$ se împarte la $10^5$.

Cînd aerul comprimat urcă pe conductă semnul va fi minus, iar cînd coboară va fi plus.

Pentru aprecierea modului cum se face transportul energiei pneumatice pe conducte se determină randamentul total al acestora $\eta_{t.c}$. În acest sens se determină randamentul parțial privind pierderea de debit $\eta_{c.v}$ și randamentul parțial privind pierderile de presiune $\eta_{cp}$.

Dacă $V_{min}$ este debitul stației de compresoare în m³/min și dacă $\Delta V$ este debitul care se pierde datorită neetanșeităților conductelor în % față de $V_{min}$, atunci:

$$\eta_{c.c.} = \frac{100 - \Delta V}{100}$$

La fel pentru pierderea de presiune, dacă $\Delta P$ este pierderea de presiune în % față de presiunea finală a aerului la ieșirea din compresor sau din stația de compresoare, atunci $\eta_{c.p}$ se determină astfel:

$$\eta_{c.p} = \frac{100 - \Delta P}{100}$$

Randamentul total de transport al conductelor $\eta_{t.c}$ va fi:

$$\eta_{t.c} = \eta_{c.v}\eta_{c.p} \tag{4.116}$$



*Exemplu de calcul.* O stație de compresoare pentru o mină are un debit de 500 m³/min, dar presiunea aerului în stație este de 6,5 bar. Pierderile de debit determinate sînt de 150 m³/min, iar la cel mai îndepărtat loc de muncă din mină presiunea aerului este de 5 bar.

Se cere randamentul de transport al rețelei de aer comprimat.

$$\Delta V = \frac{150}{600} \cdot 100 = 30\,\%; \quad \Delta P = \frac{6{,}5 - 5}{6{,}5} \cdot 100 = \frac{1{,}5}{6{,}5} \cdot 100 = 23\,\%$$

$$\eta_{c.v} = \frac{100 - 30}{100} = 0{,}70; \quad \eta_{c.p} = \frac{100 - 23}{100} = 0{,}77$$

$$\eta_{t.c} = \eta_{c.v}\eta_{c.p} = 0{,}70 \cdot 0{,}77 = 0{,}539.$$

Pentru dimensionarea unei rețele de aer comprimat pentru o mină, calculul se face pe tronsoane, așa cum se vede în schița simplificată din fig. XXIII.222 unde cu $P$ este notat puțul, cu $T$ transversala și cu $D$ galeria direcțională. Debitul masic $G_h$ este debitul de aer în kg/h necesar întregii mine (consumatori + pierderi prin neetanșeități) și care este dat de stația de compresoare. Între stația de compresoare (punctul *1*) și punctul *2* de pe transversală, conducta de aer comprimat se va dimensiona pentru debitul $G_h$. Între punctul *2* și *3* (direcționala $D$) conducta se va dimensiona pentru debitul $G_{h1}$ (kg aer/h), care va trebui să satisfacă toți consumatorii dintre punctele *2* și *3* și se iau în considerare pierderile prin neetanșeitățile conductei. Același lucru

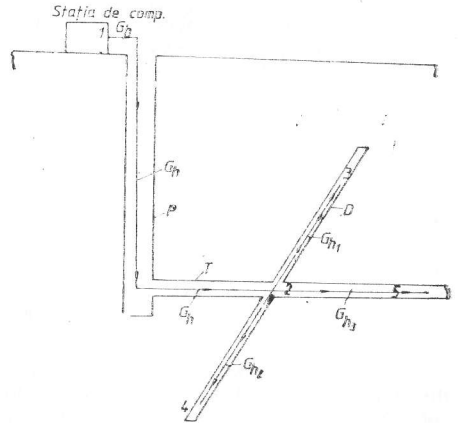



Fig. XXIII.222. Schiță explicativă privind dimensionarea conductelor de aer comprimat pe tronsoane.

este valabil și pentru lungimea conductei dintre punctele *2* și *4* (direcționala $D$) unde este necesar debitul $G_{h2}$.

Între punctele *2* și *5* de pe transversala $T$ conducta se va dimensiona pentru debitul $G_{h3}$ care ia în considerare ceilalți consumatori și pierderile de debit pe rețeaua de conducte în continuare. Debitul $G_{h3} = G_h - (G_{h1} + G_{h2})$.

La următoarea direcțională sau ramificație se va proceda în același mod ca și pentru direcționala $D$.

Pentru calculul pierderilor de presiune pe conducte, pe lîngă relația de calcul dată se pot folosi nomograme. O astfel de nomogramă se vede în fig. XXIII.223 luată din F.M.A. Pokarny Taschenbuch für Drucklufbetrieb Springer-Verlag, ediția a IX-a din care se poate citi direct pierderea de presiune pe conductele de aer comprimat.

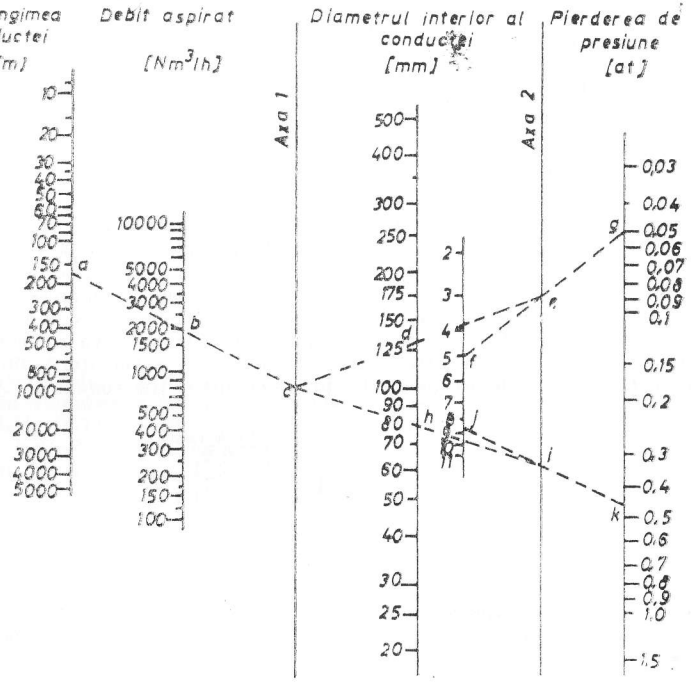



Fig. XXIII.223. Nomogramă pentru determinarea pierderii de presiune în conducte.

*Exemplu de folosire a nomogramei.* Sînt date: lungimea conductei 160 m, diametrul interior al conductei $D = 130$ mm, debitul care trece prin conductă 2000 Nm³/h, iar presiunea aerului în conductă 5 ata. Se cere pierderea de presiune.

Soluție: se unește $a$(= 160 m — lungimea conductei) cu $b$(= 2000 m³/h — debitul ce trece prin conductă), și se prelungește pînă în $c$ (fig. XXIII.223). Se unește $c$ cu $d$(= 130 mm — diametrul conductei) și se prelungește pînă în $e$. Se unește $f$(= 5 ata — presiunea din conductă) cu $e$ și se prelungește pînă în $g$. Cu aceasta rezultă o pierdere de presiune de 0,05 atm.

Debitul de 2000 Nm³/h din conductă este raportat la presiunea atmosferică așa cum este dat consumul specific pentru consumatorii de energie pneumatică și nu la presiunea finală dată de compresor.



Celelalte linii punctate, *c-h-i-j-k*, se referă la un alt exemplu de folosire a nomogramei. Presiunea sau pierderea de presiune în bar din nomogramă, unde este dată în ata, se obține înmulțind-o cu 0,98.

Pentru ciocanele de abataj trebuie să se asigure în frontul de lucru o presiune de cel puțin 5 bar, iar pentru perforatoare cel puțin 6 bar, pentru a lucra cu randament bun. Pentru fiecare scădere a presiunii aerului cu 0,5 bar, scade viteza de perforare cu 15—20%. La presiunea de 3—3,5 bar, productivitatea perforatoarelor reprezintă doar 20—30% din productivitatea la 5,5 bar.

Pentru a putea determina ușor pierderile de presiune pentru anumite fronturi de lucru fără să se mai facă calcule, în tabelul XXIII.36 se dau pierderile de presiune de 0,2 bar pentru o anumită lungime a conductei și un anumit debit de aer, în funcție de diametrul interior al conductei.

*Tabelul XXIII.36*

**Diametrul conductelor de aer comprimat, care corespund unei presiuni din rețea de 7 bar și unei pierderi de presiune de 0,2 bar**

| Lungimea conductei [m] | Debitul de aer [m³/min] la temperatura de 0°C și presiunea atmosferică de 760 mm Hg | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 2 | 4 | 6 | 8 | 10 | 15 | 20 | 30 | 40 | 50 |
| | Diametrul interior al conductei [mm] | | | | | | | | | |
| 10 | 18 | 24 | 27 | 30 | 32 | 38 | 42 | 49 | 55 | 60 |
| 20 | 21 | 28 | 31 | 34 | 37 | 44 | 48 | 56 | 63 | 69 |
| 50 | 25 | 33 | 37 | 41 | 45 | 53 | 58 | 68 | 76 | 83 |
| 80 | 27 | 36 | 41 | 45 | 49 | 58 | 64 | 74 | 83 | 91 |
| 100 | 29 | 38 | 43 | 48 | 52 | 60 | 67 | 78 | 87 | 95 |
| 150 | 31 | 41 | 47 | 52 | 57 | 65 | 73 | 85 | 95 | 103 |
| 200 | 33 | 44 | 49 | 55 | 60 | 69 | 77 | 90 | 100 | 109 |
| 300 | 36 | 48 | 54 | 60 | 65 | 75 | 84 | 97 | 109 | 118 |
| 400 | 38 | 50 | 57 | 63 | 68 | 79 | 88 | 103 | 114 | 125 |
| 500 | 39 | 53 | 59 | 66 | 72 | 83 | 92 | 108 | 120 | 131 |
| 700 | 42 | 56 | 63 | 71 | 77 | 89 | 99 | 115 | 128 | 140 |
| 1000 | 45 | 60 | 68 | 75 | 82 | 95 | 105 | 124 | 137 | 151 |
| 1500 | 49 | 65 | 74 | 82 | 89 | 103 | 114 | 134 | 149 | 164 |
| 2000 | 52 | 69 | 78 | 86 | 94 | 109 | 120 | 142 | 157 | 173 |

Pentru valorile de debite sau de lungimi necuprinse în tabel, calculele se vor face prin apreciere, orientîndu-ne după valorile apropiate din tabel.

*Exemplu.* O conductă lungă de 100 m este necesar să debiteze 10 m³ aer/min. Se cere diametrul necesar.

Soluție. În cazul tabelului se caută coloana debitului de 10 m³/min și se merge pe coloană în jos pînă la rîndul orizontal al lungimii de 100 m. În dreptul cifrei 100 se găsește diametrul necesar de 52 mm sau de 2″.

Cu tabelul XXIII.36 se pot rezolva și alte probleme privind alegerea diametrului conductelor.

**Calculul diametrului cel mai economic al conductelor de aer comprimat.** Pornind de la relația pierderii de presiune pe conducte, $h_p$, și ținînd seama de cheltuielile necesare pentru procurarea, montarea și întreținerea conductelor de aer comprimat se poate determina diametrul cel mai economic sau optim al conductelor de aer comprimat. Acest diametru optim $D_{opt}$ se poate calcula cu relația:

$$D_{opt} = 0,75 \sqrt[7]{\frac{\lambda \sigma_a}{p} \frac{\gamma}{\gamma_1} Q^3 t \frac{C_1}{C_2}} \quad [\text{m}] \tag{4.117}$$

în care: $\lambda$ este coeficient de corecție. Pentru conducte netede $\lambda = 0,01$; $\sqrt[7]{\lambda} = 0,518$;

pentru conducte cu asperități $\lambda = 0,02-0,05$; $\sqrt[7]{\lambda} = 0,570-0,652$;

$\sigma_a$ — rezistența specifică admisibilă a materialului din care este făcută conducta, daN/cm²;
$\sigma_a = 250-258$ daN/cm² pentru fontă;
$\sigma_a = 600-675$ daN/cm² pentru oțel;
$\sigma_a = 640-1000$ daN/cm² pentru oțel tras;

$p$ — presiunea din interiorul conductei, bar; $\gamma$ — greutatea volumică a aerului în daN/m³ $\gamma_1$ — greutatea volumică a materialului din care sînt făcute conductele de aer comprimat, daN/m³; $Q$ — debitul de aer comprimat care trece prin conductă, m³/s; $t$ — timpul de serviciu al conductelor, secunde; anii de serviciu se vor transforma în secunde; $C_1$ — costul unui daNm de energie care se pierde pe conductă; $C_2$ — costul unui kg de conductă instalată în care se înglobează prețul de cumpărare, transport, montare și întreținere.

Pentru a determina pe $C_1$ se reamintește:

$$h_p = \lambda \frac{L}{D_i} \frac{v^2}{2g} \gamma \quad [\text{daN/m}^2]$$

($\lambda$ diferă de $\beta$, deoarece $\beta$ include și pe $\frac{1}{2g}$)

Pentru transportul a $Q$ m³ aer/s timp de $t$ secunde se cheltuiește energie $E$:

$$E = Q \cdot h_p \cdot t \quad [\text{daNm}]$$

De aici se poate determina costul unui daNm.

După cum s-a determinat diametrul optim, viteza optimă a aerului prin conducte $V_{opt}$ este:

$$v_{opt} = \frac{4Q}{\pi D_{opt}^2} \quad [\text{m/s}]$$

Pentru o lună considerîndu-se 24 ore lucrătoare:

$$\sqrt[7]{t} = \sqrt[7]{30 \cdot 24 \cdot 3600} = 8,24$$



Pentru un an cu 300 zile lucrătoare:

$$\sqrt[7]{t} = \sqrt[7]{300 \cdot 24 \cdot 3600} = 11,4.$$

Pentru 100 de ani:

$$\sqrt[7]{t} = 22,1.$$

**Verificarea grosimii pereților la conductele de aer comprimat.** Conductele folosite pentru transportul aerului comprimat sînt, în general, conducte trase din oțel.

Dacă presiunea aerului din ele nu depășește 10 bar, grosimea $e$ a pereților conductei se poate determina cu relația:

$$e = \frac{pD_i}{2\sigma_a \varphi} + c \quad [\text{mm}] \tag{4.118}$$

în care: $p$ este presiunea aerului din interiorul conductei, daN/cm²; $\sigma_a$ — rezistența specifică admisibilă ale cărei valori au fost date mai înainte; $\varphi$ — coeficient de rezistență pentru curgerea aerului ($\varphi = 1$ pentru țevi trase, $\varphi = 0,9$ pentru țevi sudate și $\varphi = 0,57...0,63$ pentru țevi nituite); $c$ — adaos la grosimea peretelui conductei, pentru compensarea coroziunii ($c = 1$ mm pentru oțel tras la temperaturi pînă la 350—400°C; $c = 6$ mm pentru țevi din fontă și oțel turnat; $c = 4$ mm pentru țevi din cupru).

Pentru conducte în care presiunea este mai mare de 10 bar, grosimea pereților se determină cu relația:

$$e = D_i \sqrt[3]{\frac{kp}{2,2\,E}} \quad [\text{mm}] \tag{4.119,a}$$

în care: $k$ este coeficient care ține seama de natura sarcinii ($k = 2,5...5$ pentru sarcini constante, respectiv presiuni constante în conductă; $k = 3...8$ pentru sarcini alternative); $E$ = modulul de elasticitate; $E = 2\,000\,000$ daN/cm² pentru conducte obișnuite.

Pentru $k = 4,4$:

$$e = D_i \sqrt[3]{\frac{4,4\,p}{2,2 \cdot 2\,000\,000}} = 0,015\, D_i \sqrt{p} \quad [\text{mm}] \tag{4.119,b}$$

**Conducte din mase plastice.** În rețeaua de aer comprimat se folosesc din ce în ce mai mult conductele din material plastic și mai ales cele din policlorură de vinil (PCV), înlocuind cu succes pe cele de oțel.

Conductele din material plastic sînt mult mai rezistente la coroziune, nu sînt sensibile la umiditate, au pereții interiori mult mai netezi decît conductele de oțel, de aceea frecarea aerului este mică și deci pierderile de presiune vor fi și ele mai mici. Ele se folosesc mai mult în industria chimică și au perspective de utilizare și în industria minieră.

Pentru a reduce pierderile de presiune la conductele din oțel se încearcă căptușirea lor interioară cu foi din policlorură de vinil. Greutatea conductelor din mase plastice

este mult mai mică decît a celor din oțel, de aceea dispozitivele lor de prindere pot fi de construcție mai ușoară.

În schimb, conductele din PVC sînt mai expuse la distrugeri datorită acțiunilor mecanice și temperaturilor mai ridicate. Îmbinarea se face cu o soluție de adeziv.

În tabelul XXIII.37 se dau 6 serii de conducte din PCV. Seriile țin seama de fluidul ce se scurge prin ele și de presiunea acestuia în funcție de temperatură.

*Tabelul XXIII.37*

**Presiunile pentru conductele de PVC în funcție de temperatură**

| Seria de conducte | 1 | 2 | | 3 | | 4 | | 5 | | 6 | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Presiunea nominală, bar | fără presiune | 4 | 2,5 | 6 | 4 | 10 | 6 | 16 | 10 | 16 | 10 |
| Temperatura în °C | 20 | 20 | 40 | 20 | 40 | 20 | 40 | 20 | 40 | 20 | 40 |

Pentru conductele de aer comprimat se aleg valorile din seria 5.

**Montarea conductelor de aer comprimat.** Conductele din oțel tras, care se folosesc pentru transportul aerului comprimat, au de obicei interiorul brut și foarte rar zincat Nu se recomandă folosirea țevilor gudronate sau asfaltate în interior, deoarece acest înveliș este atacat de aerul comprimat amestecat cu picături de ulei, iar impuritățile pot fi transportate de aer pe conductă, putînd ajunge la uneltele pneumatice.

În conductele de aer comprimat are loc o destindere a acestuia, ceea ce aduce cu sine o răcire și deci o condensare a vaporilor de apă.

Conductele se montează pe pipe, sau brățări fixate pe pereții laterali sau în tavanul lucrărilor miniere. Pipele se pot confecționa din metal, lemn sau beton, iar brățările întotdeauna din metal.

Ramificațiile conductelor se vor monta lateral sau sus, pentru a putea fi examinate ușor.

Porțiunile de conductă de la stația de compresoare la puț, unde există pericol de înghеț, vor fi prevăzute cu o îmbrăcăminte izolantă sau vor fi îngropate la o adîncime de 1 m. Pentru evitarea pierderilor de aer este foarte important modul de îmbinare a conductelor. Cea mai perfectă îmbinare este cea executată prin sudare.

În construcții nesudate îmbinarea se poate realiza în mai multe feluri (fig. XXIII.224).

Toate aceste îmbinări prezintă inconvenientul că nu permit înclinarea unei conducte față de cealaltă. Îmbinarea cu articulație sferică, reprezentată în fig. XXIII.225, elimină acest inconvenient, putîndu-se realiza o înclinare maximă de 15° a uneia din conducte față de orizontală.

Conductele se vor monta în așa fel, încît la diferența de temperatură să se poată dilata, respectiv contracta fără a produce tensiuni sau deformări.

Distanța dintre punctele de suspendare ale conductelor de aer comprimat trebuie să fie calculată din două motive :

— la conductele montate orizontal trebuie avut grijă ca acestea să nu se încovoaie între punctele de suspendare atît de mult încît să se formeze în conductă pungi de apă ;



— trebuie văzut dacă prin rezistența la încovoiere, creată prin greutatea proprie a conductei, nu se depășește valoarea admisă.

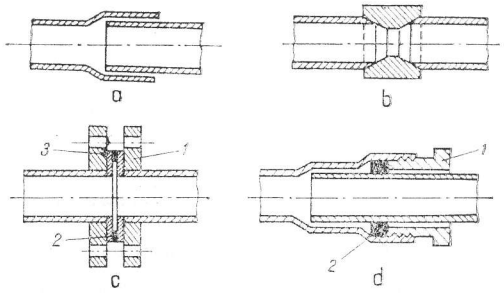



Fig. XXIII.224. Diferite moduri de îmbinare a conductelor de aer comprimat :
*a* — fără flanșă ; *b* — cu piesă intermediară ; *c* — cu flanșă (*1* — flanșă ; *2* — garnitură ; *3* — inele) ; *d* — cu presetupă (*1* — bucșă ; *2* — presetupă).

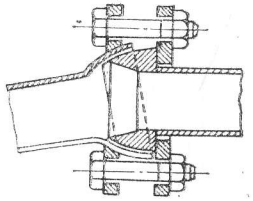


Fig. XXIII.225. Îmbinarea cu articulație sferică.

Aceste cerințe pot fi satisfăcute dacă distanța $l$ dintre punctele de suspendare ale conductei se calculează după relația :

$$l = 2{,}5 \sqrt[4]{\frac{EJ}{10^2 F_1}} \quad [\text{m}] \tag{4.120}$$

în care : $E$ este modulul de elasticitate al materialului din care este confecționată conducta, daN/cm² ; $J$ — momentul de inerție axial al conductei, cm⁴ :

$$J = \frac{\pi(D_{ex}^4 - D_i^4)}{64} \quad [\text{cm}^4]$$

$F_1$ — greutatea conductei umplute cu aer comprimat (dacă este izolată inclusiv greutatea izolației) pe metru de lungime, daN/m : $D_{ex}$ — diametrul exterior al conductei, cm.

Distanța $l$ calculată după această formulă corespunde unei grinzi cu sarcină uniform distribuită încastrată la ambele capete și cu o săgeată de 1 mm.

Dacă conducta este încastrată numai la un capăt și capătul celălalt este liber, atunci săgeata de încovoiere la distanța $l$ dintre punctele de suspendare calculate după relația (4.120) este de 2,1 mm.

În cazul cînd ambele capete sînt libere, atunci la distanța $l$, calculată după aceeași relație, săgeata de încovoiere este de circa 5 mm.

Momentele maxime încovoietoare, $M_{max}$, se calculează după relațiile cunoscute.

Pentru conducta încastrată la ambele capete :

$$M_{max} = \frac{F_1 l^2}{12} \quad [\text{daNm}] \tag{4.121}$$

Pentru conducta încastrată la un singur capăt :

$$M_{max} = \frac{F_1 l^2}{2} \quad [\text{daNm}] \tag{4.122}$$

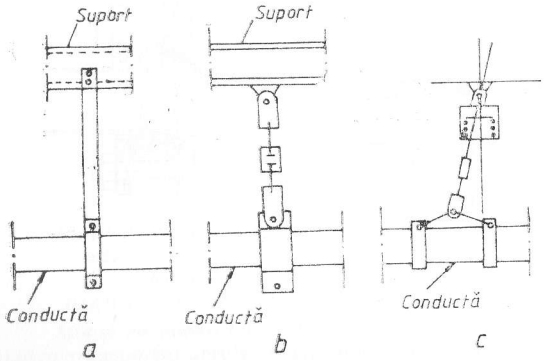



Fig. XXIII.226. Moduri de suspendare a conductelor de aer comprimat :
*a* — rigidă ; *b* — ușor elastică ; *c* — elastică.

Pentru conducta cu ambele capete libere, momentul maxim este la mijlocul ei (între punctele de suspendare ; fig. XXIII.226) :

$$M_{max} = \frac{F_1 l^2}{8} \quad [\text{daNm}] \tag{4.123}$$

*Aplicație.* Să se determine distanța dintre punctele de suspendare ale unei conducte de aer comprimat cu diametrul interior $D_i = 200$ mm, prin care trece aer comprimat cu presiune de 5,8 bar și temperatura de 19°C.

Conducta cu diametrul interior de 200 mm are diametrul exterior $D_{ex} = 216$ mm, iar greutatea 31,1 daN/m.

Greutatea volumică a aerului, $\gamma$, va fi :

$$\gamma = \frac{P}{RT} = \frac{5{,}8 \cdot 10\,200}{29{,}27 \cdot 292} = \frac{59\,160}{8\,946{,}8} = 6{,}92 \quad [\text{daN/m}^3]$$

Greutatea aerului pe lungimea de 1 m de conductă, $G_{aer}$, este :

$$G_{aer} = \frac{\pi}{4} D_i^2 \cdot l \cdot \gamma = \frac{3{,}14}{4} 0{,}2^2 \cdot 6{,}92 = 0{,}2173 \text{ kg} \simeq 0{,}217 \text{ daN}$$

$$F_1 = 31{,}100 + 0{,}217 = 31{,}317 \quad \text{daN/m}$$



$$J = \frac{(D_{ex}^4 - D_i^4)}{64} = \frac{3{,}14(21{,}6^4 - 20^4)}{64} = \frac{3{,}14 \cdot 57\,678}{64} = 2829{,}768 \simeq 2830 \text{ cm}^4$$

$$E = 2\,000\,000 \quad \text{kgf/cm}^2$$

$$l = 2{,}5 \sqrt[4]{\frac{EJ}{10^6 F_1}} = 2{,}5 \sqrt[4]{\frac{2 \cdot 10^6 \cdot 2830}{10^6 \cdot 31{,}317}} = 2{,}5 \sqrt[4]{181} = 2{,}5 \cdot 3{,}667 = 9{,}16 \text{ m}$$

Se alege distanța de 9 m și pe cît este posibil în mină această distanță se va menține constantă.

**Montarea oalelor de condensare.** În timpul transportului prin conducte, aerul comprimat suferă o ușoară destindere, ceea ce aduce cu sine o răcire și deci o condensare a vaporilor de apă pe care-i conține. Vaporii de apă duc la ruginirea conductei, ceea ce face să crească rezistența opusă de conductă la curgerea aerului, iar dacă sînt transportați de aer în uneltele pneumatice, aburii fac emulsie cu uleiul de ungere și pot provoca griparea pistoanelor. Pentru a ușura evacuarea apei din conducte prin scurgere, acestea se montează cu o pantă de 1/200—1/300, în sensul curgerii aerului ; în zonele joase se montează rezervoare mici unde apa se colectează, iar prin intermediul unui robinet, această apă se evacuează cel puțin o dată în decursul unui schimb de lucru.

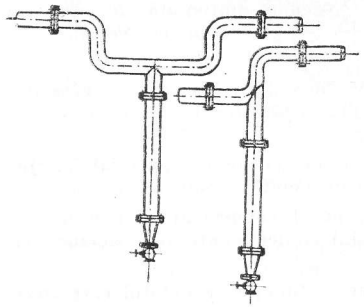


Fig. XXIII.227. Dispozitive simple pentru evacuarea apei din conductele de aer comprimat.

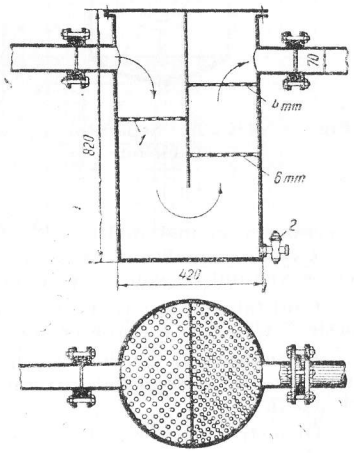



Fig. XXIII.228. Oală de condensare a apei din aer comprimat :
*1* — sită cu ochiuri de 8 mm ; *2* — robinet de evacuarea apei

Cele mai simple dispozitive pentru evacuarea apei din conductele de aer comprimat și care se pot executa în atelierul oricărei mine, se văd în fig. XXIII.227.

În fig. XXIII.228 se arată o oală de condensare frecvent folosită în mină, unde aerul se lovește prima dată de o sită cu ochiuri de 8 mm, apoi de alte două

cu ochiuri de 6 și 4 mm, iar în fig. XXIII.229 se reprezintă un separator de apă, în care drumul aerului are mișcare circulară, obținîndu-se un efect de ciclon. În camera *1* are loc separarea apei.

În ultimul timp pe traseul conductei principale de aer comprimat s-au montat oale de condensare (separatoare de apă) cu golire automată prin intermediul unui plutitor cu ventil (fig. XXIII.230). În spațiul *a* are loc separarea de aer; după ce aerul

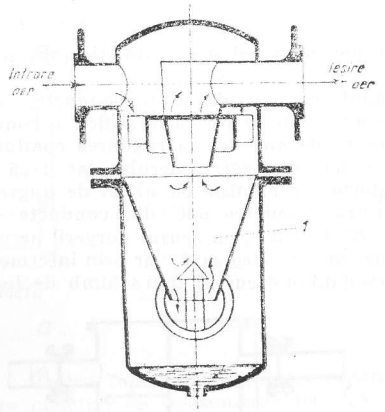



Fig. XXIII.229. Separator de apă cu ciclon.

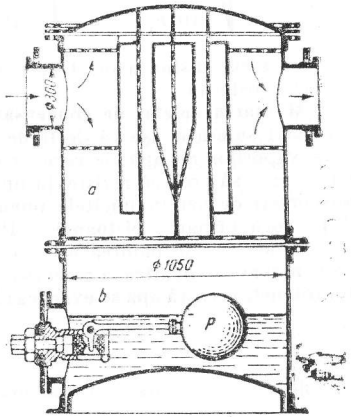



Fig. XXIII.230. Separator cu evacuare automată a apei prin plutitor cu ventil.

este condus prin mai multe site, apa se adună în spațiul *b* în care se găsește plutitorul *p*. Apa ridicîndu-se la un anumit nivel ridică și plutitorul *p* care în acea poziție deschide ventilul de golire a oalei de condensare.

Cantitatea de apă condensată și transportată de aer poate fi apreciabilă, ajungînd la peste 7 t/24 h la o stație de compresoare cu un debit de 800 m³ aer/min.

**Furtunurile de cauciuc.** De la conducte, aerul comprimat ajunge la uneltele pneumatice prin intermediul furtunurilor care sînt confecționate din cauciuc sau din mase plastice.

Diametrul interior al furtunurilor se alege în funcție de debitul care trece prin ele, astfel:

| Debitul de aer ce trece prin furtun [m³/min] | Diametrul interior necesar al furtunului [mm] |
|---|---|
| 1,25 | 15 |
| 2,5 | 19 |
| 5,0 | 28 |
| 8,0 | 35 |
| 12,0 | 42 |



Furtunurile folosite în industria minieră vor avea cel puțin două inserții de pînză.

Furtunurile din mase plastice au și ele inserții de pînză și se folosesc în prezent numai pentru unelte pneumatice rotative.

Furtunurile de cauciuc trebuie să aibă un strat interior de cauciuc gros de cel puțin 2 mm și un strat de cauciuc exterior de cel puțin 1 mm. Stratul de cauciuc trebuie să fie rezistent la acțiunea corosivă a uleiului și nu trebuie să se uzeze repede.

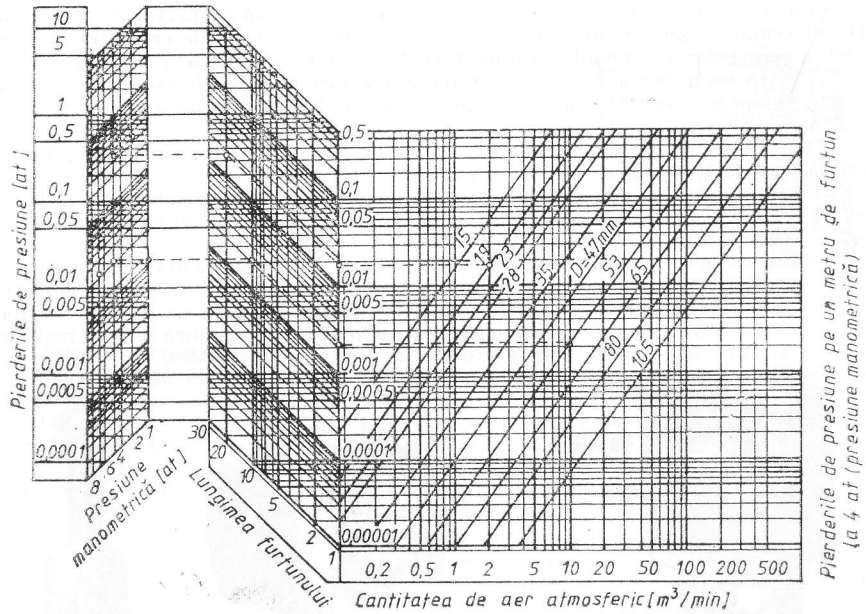



Fig. XXIII.231. Nomogramă pentru determinarea pierderilor de presiune a aerului în tuburi de cauciuc.

Pierderile de presiune se pot greu determina pe furtunurile de cauciuc, deoarece rugozitatea pereților interiori variază foarte mult, datorită impurităților din aer care se depun pe ei.

Pentru a avea totuși valori de orientare a pierderilor de presiune pe furtunuri, se poate folosi nomograma din fig. XXIII.231.

Pierderile de presiune sînt date în funcție de diametru și lungimea furtunului și de presiunea manometrică de lucru.

În partea dreaptă a nomogramei se dau pierderile de presiune pentru 1 m lungime de furtun la presiunea de regim a aerului de 4 at pentru furtunuri normale și diferite consumuri de aer raportate la presiunea atmosferică, așa cum de altfel sînt date și consumurile specifice ale utilajelor pneumatice.

În partea stîngă a nomogramei se poate determina pierderea de presiune a aerului pentru lungimea efectivă a furtunului de 1 la 30 m și presiunea de lucru de 1 la 8 at.

# 4.7. APARATE ȘI UTILAJE AUXILIARE ALE STAȚIILOR DE COMPRESOARE

## 4.7.1. FILTRE DE AER

Compresoarele care aspiră aer din atmosferă trebuie să fie prevăzute la capătul liber al conductei de aspirare cu un filtru care reține impuritățile ce plutesc în aer, astfel ca aerul aspirat să nu aibă mai mult de 0,04 mg/m³ din aceste impurități.

Pentru compararea capacității de reținere a filtrelor se ia în considerare praful a cărui compoziție constă din 72% praf de stradă, 25% funingine și 3% scame de bumbac.

Pentru reținerea impurităților din aer sînt mai multe tipuri de filtre, dintre acestea vor fi prezentate cele mai importante.

**Filtre umede.** La aceste filtre aerul este aspirat printr-o împletitură metalică (fig. XXIII.232,*a*) care este impregnată cu ulei, sau cu un alt lichid de care se lipește praful. Pentru a fi eficace, acest filtru trebuie des curățat și reuns.

**Filtre cu baie de ulei.** Aceste filtre (fig. XXIII.232,*b*) reprezintă o perfecționare a filtrelor umede. Ele sînt prevăzute cu o baie de ulei, prin care este condus curentul de aer și unde se depune deja o mare cantitate de praf. După baia de ulei este montat un filtru de impact care este confecționat dintr-o împletitură metalică sau din material

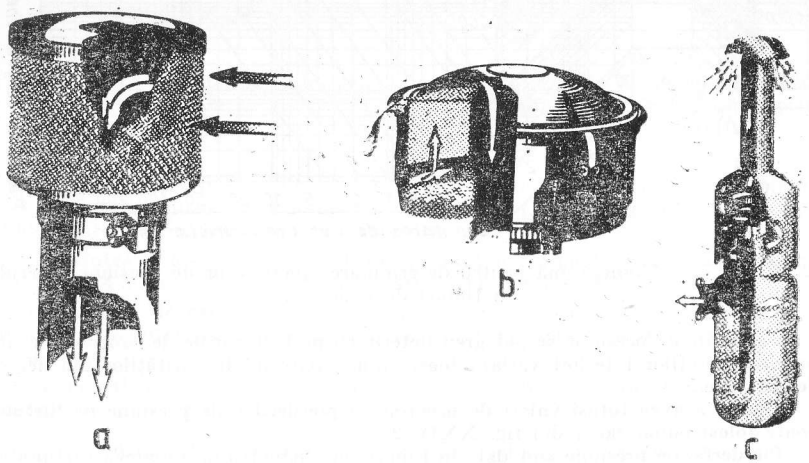



Fig. XXIII.232. Filtre de aer.

fibros. O parte din ulei este antrenat de aer și va umecta suprafețele de impact ale acestui filtru. El va cădea înapoi în baia de ulei, luînd și praful prins. Uleiul trebuie schimbat cînd devine foarte viscos datorită amestecului cu praf, asemănător cu o pastă, avînd 1,5 g praf într-un gram de ulei.



**Filtre cu ciclon.** Filtrele cu ciclon sînt simple și lucrează fără nici o cheltuială (fig. XXIII.232,*c*). Mișcarea aerului datorită unei construcții adecvate a filtrului este transformată într-o mișcare turbionară (cu virtej), unde datorită forței centrifuge particulele de praf pînă la o anumită mărime se depun. Randamentul filtrului (randament de reținere) depinde de viteza unghiulară a virtejului de aer. În multe cazuri, viteza se determină astfel ca randamentul de reținere să fie circa 90% și atunci filtrul ciclon se folosește ca prefiltru de aer la compresoare.

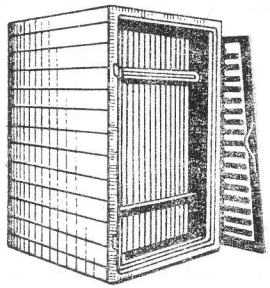


Fig. XXIII.233. Filtru cu țesătură în cameră de lemn.

**Filtre cu țesătură.** Un astfel de filtru constă dintr-o cameră de lemn (fig. XXIII.233) în interiorul căreia se găsesc mai multe rame de lemn sau metalice pe care sînt întinse țesături de pînză, fetru sau flanelă.

Filtrele pot fi așezate în interiorul sau exteriorul halei în care sînt montate compresoarele. Aerul curățit de filtru intră în conducta de aspirare a compresorului printr-un canal recipient care este construit din tuburi de fontă sau faianță sau printr-o cameră betonată. Viteza aerului la trecerea prin filtru trebuie să fie sub 1 m/s și dacă este posibil între 0,01—0,02 m/s, iar prin canalul recipient să nu fie mai mare ca viteza aerului în conducta de aspirare a compresorului, adică 10—12 m/s.

În fig. XXIII.234 se vede un canal de aspirare zidit pentru un turbocompresor. Canalul este așezat sub dușumeaua halei și conține filtrele *6*. În cazul în care în jurul stației de compresoare aerul ase o mare concentrație de praf, aspirația nu se va face direct din exterior ci dintr-o încăpere intermediară de purificare, așa cum se vede în fig. XXIII.235.

Dacă aspirația se face din exteriorul clădirii, filtrul se va așeza la un loc ferit de soare și la o înălțime de minimum 2,5 m. Coturile conductei de aspirație vor trebui să fie racordate și să fie cel mult două.

Dacă filtrele se murdăresc, rezistența de aspirare crește și gradul de compresiune crește. De aceea, se recomandă să se măsoare continuu diferența de presiune din fața și din spatele filtrului.

## 4.7.2. REZERVOARE TAMPON

Rezervorul tampon al unei instalații pneumatice are trei roluri: a) echilibrarea funcționării pulsative a compresarelor cu piston; b) rezervor pentru condensarea vaporilor de apă conținuți de aer; c) compensarea diferenței dintre debitul de aer refulat și cel consumat.

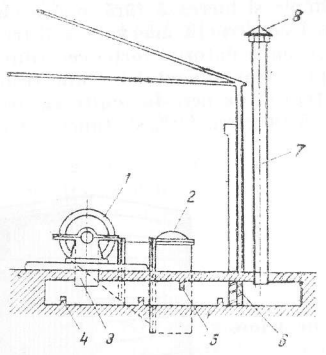



Fig. XXIII.234. Canal de aspirare zidit utilizat pentru turbocompresoare :

*1* — turbocompresor ; *2* — răcitor intermediar ; *3* — priză de aspirare ; *4, 5* — bordură de ciocnire pentru aer ; *6* — cartușele filtrelor ; *7* — conducta de aspirare ; *8* — calotă de protecție.

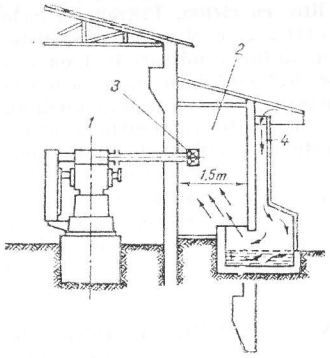



Fig. XXIII.235. Instalație de purificare a aerului la aspirarea în compresor :

*1* — compresor ; *2* — camera de aspirare ; *3* — filtrul conductei de aspirare ; *4* — canal vertical.

Dintre acestea cel mai important rol este cel de la punctul c), deoarece pentru echilibrarea funcționării pulsative a compresorului ar fi suficient ca rezervorul tampon să aibă un volum de 10 pînă la 50 de ori volumul descris de piston în ultima treaptă a compresorului.

De asemenea, pentru acumularea apei provenită din condensarea vaporilor din aer, volumul rezervorului ar putea fi menținut mic, urmînd ca la intervale mai mici de timp să fie golit.

În scopul unei acomodări economice între debitul compresoarelor și a consumatorilor este necesar ca volumul rezervorului tampon să fie dimensionat. Dimensionarea se poate face după mai multe procedee, dintre care două sînt mai uzuale. Unul pentru cazul cînd stația de compresoare nu este automatizată și unul cînd este automatizată.

Pentru o stație de compresoare neautomatizată, notînd cu $V_{rt}$ volumul rezervorului tampon, conform relației stabilite de *A. P. Gherman*, acesta are valoarea :

$$V_{rt} = k \frac{V_{min}}{n \cdot \delta} \quad [m^3] \qquad (4.124)$$

unde : $k$ este o constantă care depinde de acțiunea pistonului ; $k = 0,21$ pentru compresorul cu o treaptă cu simplu efect ; $k = 0,087$ pentru compresorul cu 2 trepte cu dublu efect ; $k = 0,147$ pentru compresorul cu două trepte cu simplu efect ; $k = 0,053$ pentru compresorul cu două trepte cu dublu efect ; $V_{min}$ este debitul compresorului, m³/min ; $n$ — turația compresorului, rot/min ; $\delta$ — gradul de fluctuație a presiunii în rezervorul tampon :

$$\delta = \frac{P_{max} - P_{min}}{P_{med}} ; \quad P_{med} = \frac{P_{max} + P_{min}}{2}$$

unde : $P_{max}$ este presiunea maximă, $P_{min}$ cea minimă, iar $P_{med}$ presiunea medie ; $\delta = 0,002...0,003$ pentru compresorul cu o treaptă cu simplu și dublu efect ; $\delta = 0,006...0,007$ pentru compresorul cu două trepte cu simplu efect ; $\delta = 0,004...0,005$ pentru compresorul cu două trepte cu dublu efect.

Pentru stațiile de compresoare automatizate, volumul rezervorului tampon se poate determina cu relația :

$$V_{r.t} = \frac{Q_h \cdot p_a \cdot T_r}{4z \cdot \Delta p \cdot T_a} \quad [m^3] \qquad (4.125)$$

în care : $Q_h$ este debitul compresorului, m³/h ; $p_a$ — presiunea aerului aspirat, bar ; $T_r$ — temperatura aerului comprimat în rezervorul tampon, °K (se poate lua circa 350°K) ; $z$ — numărul de cuplări ale motorului în același sens pe oră ; $\Delta p$ — diferența dintre presiunea maximă și minimă din rezervorul tampon, bar ; $T_a$ — temperatura aerului aspirat, °K.

Avînd în vedere că la stațiile de compresoare automatizate, atunci cînd presiunea aerului în rezervorul tampon depășește presiunea de reglare ($p_{max}$) motorul se oprește și pornește din nou numai cînd presiunea a atins limita inferioară ($p_{min}$), pentru ca numărul cuplărilor să nu fie prea mare, deoarece se uzează cuplătoarele, numărul lor se limitează la $z = 15-30$ pe oră, însă în mod obișnuit nu depășește 20/oră.

Diferența $\Delta p = p_{max} - p_{min}$ se ia în mod obișnuit pînă la 1,5 bar, adică dacă presiunea maximă în rezervorul tampon la care se decuplează motorul este 7,5 bar, el se va cupla din nou la presiunea de 6 bar. Desigur $\Delta p$ poate fi luat și cu valori mai mici.

Dacă mai multe compresoare debitează într-un rezervor tampon comun, atunci volumul său se va calcula în funcție de debitul compresorului celui mai mare și nu în funcție de suma debitelor tuturor compresoarelor.

Fiecare rezervor de aer este prevăzut cu o gură de vizitare pentru curățire, un orificiu pentru intrarea aerului, un orificiu pentru ieșirea aerului, un orificiu pentru scurgerea apei condensate, o supapă de siguranță, un manometru și un termometru. În fig. XXIII.236 se vede un rezervor de aer cu o capacitate de 7 m³ și cu indicarea orificiilor amintite.

Înainte de a fi puse în serviciu, rezervoarele de aer trebuiesc supuse la proba hidraulică, cu o presiune egală cu 1,5 ori presiunea de serviciu (regim).

Cîteva valori de orientare pentru volumul rezervoarelor tampon în funcție de debitul compresoarelor se pot vedea în tabelul XXIII.38.

În cazul în care la un rezervor tampon sînt legate 2 compresoare dintre care primul duce sarcina de bază, iar al doilea de vîrf, atunci primul compresor va merge în gol sau va decupla la 7,2 bar (la manometru) și va cupla la 6,5 bar. Mașina a doua va decupla la 7,0 bar și va cupla la 6,2 bar.

Există în mină locuri izolate de muncă la mare depărtare de stațiile de compresoare unde pierderile de presiune sînt mari și debitele necesare ca vîrf sînt limitate pe perioade mai scurte de timp. Pentru asigurarea acestor locuri de muncă cu debit și presiune

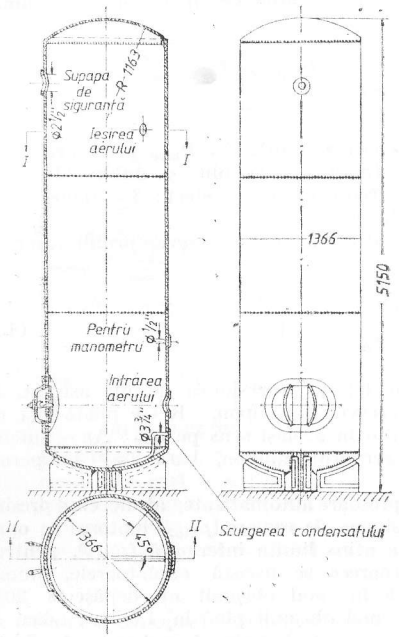



Fig. XXIII.236. Rezervor tampon de aer comprimat, cu o capacitate de 7 m³.

normală de lucru, ar trebui ca aerul să fie recomprimat sau să fie alimentate de un compresor montat special pentru ele.

Situația poate fi remediată prin folosirea unor rezervoare de aer al căror volum se dimensionează special în acest sens. În fig. XXIII.237 se vede o diagramă din care se pot citi valorile volumelor pentru aceste rezervoare de aer. Astfel, pe axa absciselor este trecut debitul de aer, $V_x$, în Nm³, necesar pentru o perioadă scurtă de timp, pe axa ordonatelor este trecut debitul $Q$ care este furnizat de rețeaua minei sau de un compresor montat special în acest sens, iar în partea dreaptă a diagramei este trecut volumul $V$ al rezervorului tampon.

*Tabelul XXIII.38*

**Volumul rezervoarelor de aer pentru cîteva debite ale compresoare lor**

| Debitul compresoarelor, m³/min | 6 | 10 | 20 | 40 | 60 | Obs. |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Volumul rezervorului de aer, m³ | 3,8 | 5,1 | 7,5 | 10 | 12,5 | |



În diagramă mai este trecut timpul, $t$, de la 0,25 h pînă la 100 h și căderea de presiune admisă în rezervor, $\Delta p$, de la 1 la 10 at sau de la 0,98 la 9,8 bar.

În diagramă se vede și un exemplu de determinare a volumului rezervorului de aer după următoarea întrebare: cît de mare trebuie să fie volumul rezervorului tampon pentru un loc de muncă izolat care necesită 65 Nm³ de aer la fiecare sfert

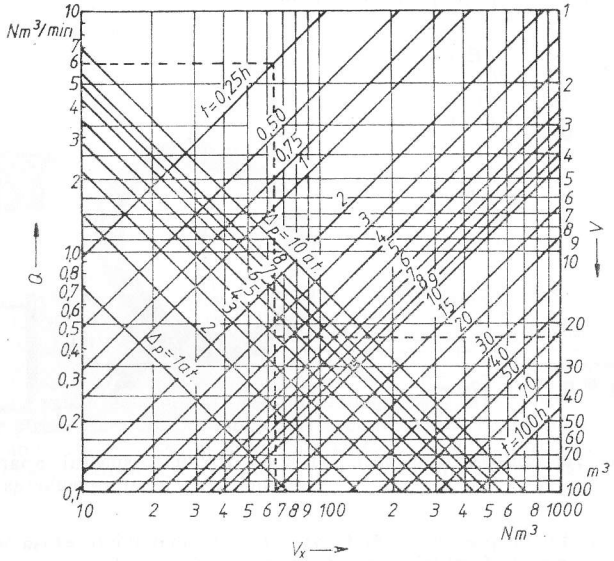



Fig. XXIII.237. Diagramă pentru calculul volumului rezervoarelor de aer comprimat necesare în mină.

de oră și ce debit trebuie să furnizeze rețeaua de aer comprimat a minei pentru acest loc de muncă (sau un compresor) dacă în rezervor se admite o cădere de presiune de 4 at.

*Răspuns*: Pentru $V_x = 65$ m³ pe 0,25 h se merge cum arată linia punctată, pînă aceasta se intersectează cu $\Delta p = 4$ ata; de aici se merge la dreapta (vezi linia punctată) pînă se intersectează cu ordonata din dreapta unde sînt trecute valorile lui $V$ și unde se citește valoarea de 22 m³ care este volumul rezervorului tampon. Prelungind în sus linia punctată pînă la intersecția ei cu $t = 0{,}25$, iar de aici intersectînd ordonata din stînga unde sînt valorile lui $Q$ se citește 6 Nm³/min, ceea ce înseamnă că debitul care trebuie furnizat de rețeaua de aer comprimat a minei pentru acel loc de muncă sau de compresorul montat special în acest scop, trebuie să fie de cel puțin 6 Nm³/min.

## 4.7.3. INTERCEPTOARE DE PRESIUNE ȘI DEBIT

**Interceptor de presiune.** Este cunoscut că presiunea aerului comprimat se măsoară cu manometrul. Dacă este nevoie de o telesupraveghere a presiunii, cel mai simplu interceptor de presiune folosit este manometrul clasic cu tub Bourdon B care se vede

în fig. XXIII.238. Extremitatea liberă a acestui tub acționează prin intermediul unei articulații cursorul $D$ asupra unui potențiometru $P$; variațiile de tensiune ale potențiometrului sînt transmise la un multivibrator electronic, care le codifică în semnale, a căror frecvență variază cu tensiunea bazei sale.

În fig. XXIII.239 se vede aspectul unui aparat de supraveghere a presiunii aerului comprimat din mină după principiul descris.

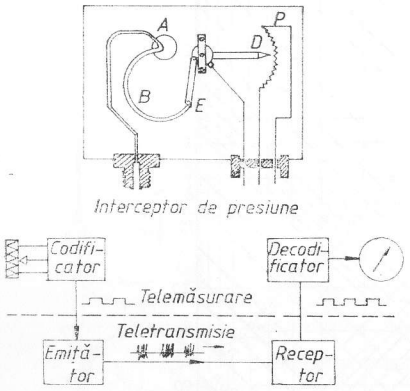



Fig. XXIII.238. Telecontrolul presiunii.

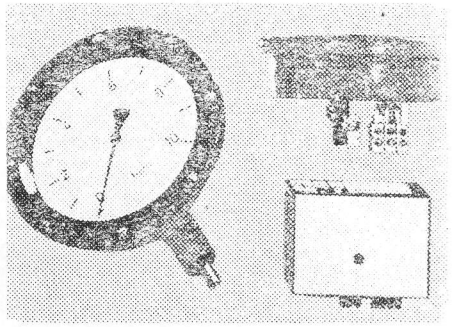


Fig. XXIII.239. Aspectul aparatajului din mină pentru supravegherea presiunii.

Interceptorului de presiune arătat mai sus, i se mai poate atașa un dispozitiv de reglare a presiunii, dacă utilajele pneumatice necesită presiune constantă de lucru, de tipul Teleperm—Siemens.

**Interceptor de debit (debitmetru).** Printre debitmetrele mai frecvent folosite în Europa sînt: *Neuhaus, Askania, Otic, Meci* etc.

Principiul de funcționare a unui *debitmetru Neuhaus* se vede în fig. XXIII.240. El operează prin măsurarea unui debit parțial $q$ scos din debitul total $Q$ care trece printr-o conductă. Debitul $q$ este scos înainte de diafragma $D$, intercalată la locul de măsurare. Acest debit parțial $q$ prealabil filtrat într-o bugie de ceramică $F$ este dirijat printr-o diafragmă de limitare $d$ spre o supapă de admisie $V$, a cărei deschidere este comandată de o membrană elastică $M$. Cele două fețe ale membranei $M$ sînt supuse la presiunea aerului din fața și spatele diafragmei $D$, astfel că debitul $q$ în aceste condiții este proporțional cu debitul $Q$ dacă secțiunile $D$ și $d$ au fost corect alese.

Debitul redus $q$ este apoi măsurat într-un debitmetru volumic clasic de gaz, unde în mod normal este înmulțit cu raportul $Q/q$ și se obține astfel debitul $Q$ totalizat și înregistrat după procedeul clasic.

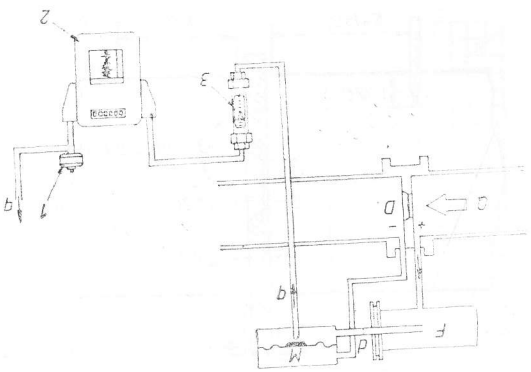
Eventual debitul instantaneu poate fi indicat de un debitmetru cu flotor liber, așa cum se vede în fig. XXIII.240. Un corector automat de temperatură și presiune barometrică elimină influența variației temperaturii aerului și a presiunii sale barometrice asupra măsurătorii. În felul acesta debitmetrul măsoară debitul de aer în $Nm^3$.

Exactitatea măsurării debitului de aer cu debitmetre este de $\pm 0{,}5\%$.



Fig. XXIII.240. Schema principiului de funcționare a unui debitmetru Neuhaus:

*1* — corector de temperatură și presiune barometrică; *2* — debitmetru de gaz totalizator și înregistrator pentru debitul instantaneu; *3* — indicator de debit instantaneu cu flotor liber; $F$ — bugie de ceramică; $M$ — membrană elastică; $D$ — diafragmă; $d$ — diafragmă de limitare.




## 4.7.4. MĂSURAREA DEBITULUI DE AER COMPRIMAT CU AJUTORUL UNEI DIAFRAGME MONTATĂ ÎN CONDUCTA DE REFULARE A COMPRESORULUI

Dacă nu există debitmetru, debitul unui gaz se poate măsura cu ajutorul unui dispozitiv de strangulare care se montează în conducta de transport a gazului. Dispozitivele de strangulare folosite în acest scop sînt: *ajutaje, tuburi Venturi* și *diafragme*. Dintre acestea diafragmele sînt cel mai simplu de construit și utilizat, de aceea în cele ce urmează se va arăta cum se face măsurarea cu un astfel de dispozitiv. Principial și cu celelalte se face la fel.

O diafragmă trebuie să respecte dimensiunile arătate în fig. XXIII.241, iar la distanța de $5-15\ D$ în fața diafragmei și la distanța de $5\ D$ în spatele ei nu trebuie să existe nici o rezistență care ar provoca pierdere de presiune, ca de exemplu un cot. De aceea, termometrul pentru măsurarea temperaturii aerului se va monta la distanța de cel puțin $5D$ în fața diafragmei și nu mai jos de $0{,}12D$. Pentru a putea determina debitul cu ajutorul unui depresiometru sau manometru diferențial se măsoară presiunea diferențială $h$, așa cum se vede în fig. XXIII.242. Dacă presiunea în fața diafragmei este $P_1$ și în spatele ei este $P_2$ atunci $P_1 - P_2 = h$ mm $H_2O$ sau $daN/m^2$.

Debitul $Q$, în $m^3/h$, se calculează cu relația:

$$Q = 0{,}01252\alpha\varepsilon d^2\sqrt{\frac{P_1 - P_2}{\gamma}} = 0{,}01252\alpha\varepsilon d^2\sqrt{\frac{h}{\gamma}} \quad [m^3/h] \qquad (4.126)$$

sau $G$ în kg/h:

$$G = 0{,}01252\alpha\varepsilon d^2\sqrt{\gamma(P_1 - P_2)} = 0{,}01252\alpha\varepsilon d^2\sqrt{\gamma h} \quad [kg/h] \qquad (4.127)$$

în care: $\alpha$ este coeficient de corectare a debitului; $\varepsilon$ — coeficient de expansiune; $D_i$ — diametrul interior al conductei, m; $d$ — diametrul diafragmei, m; $m$ — raportul $\left(\frac{d}{D_i}\right)^2$; $\gamma$ — greutatea volumică a gazului (aerului), $daN/m^3$.

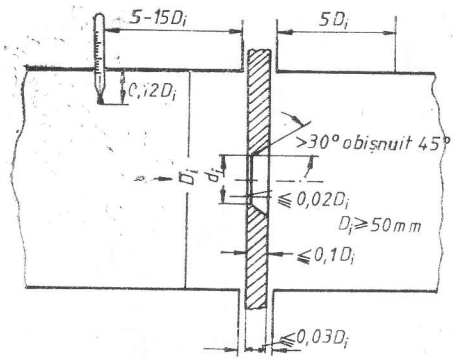



Fig. XXIII.241. Dimensiunile diafragmei.

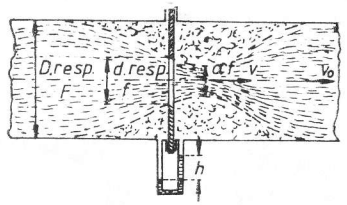



Fig. XXIII.242. Măsurarea debitului cu diafragma.

Coeficientul $\alpha$ depinde de :

— felul dispozitivului de strangulare (diafragmă, ajutaj sau tub Venturi) ; — raportul $m$ ; — cifra Reynolds.

Deasupra unor valori maxime a cifrei Reynolds, cade dependența lui $\alpha$ de această cifră și depinde numai de primii doi factori. Valoarea maximă deasupra căreia $\alpha$ nu mai depinde de cifra Reynolds se numește *limită de toleranță*.

Cifra Reynolds se calculează cu relația :

$$\mathrm{Re} = \frac{v \cdot D_i}{\nu}$$

în care : $v$ este viteza aerului înainte de dispozitivul de strangulare, cm/s ; $\nu$ — vîscozitatea cinematică a aerului, $cm^2/s$. Diametrul $D_i$ se ia în cm.

Valorile lui $\nu$ se văd în tabelul XXIII.39. (Presiunea din col. 1, care este dată în atmosferă tehnică absolută, se poate transforma în bar prin înmulțirea cu 0,98).

*Tabelul XXIII.39.*

**Valorile vîscozității cinematice, $\nu_a$, a aerului comprimat în funcție de temperatură,** $cm^2/s$

| Presiunea [ata] | 0° | 20° | 40° | 60° | 80° | 100° | 120° | 140° |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 0,142 | 0,160 | 0,178 | 0,196 | 0,212 | 0,230 | 0,249 | 0,266 |
| 2 | 0,071 | 0,080 | 0,089 | 0,098 | 0,106 | 0,115 | 0,125 | 0,134 |
| 3 | 0,047 | 0,053 | 0,059 | 0,071 | 0,077 | 0,083 | 0,083 | 0,089 |
| 4 | 0,036 | 0,040 | 0,045 | 0,049 | 0,052 | 0,058 | 0,062 | 0,067 |
| 5 | 0,028 | 0,032 | 0,036 | 0,039 | 0,042 | 0,046 | 0,050 | 0,053 |
| 6 | 0,024 | 0,026 | 0,028 | 0,030 | 0,035 | 0,038 | 0,042 | 0,045 |
| 7 | 0,020 | 0,022 | 0,025 | 0,027 | 0,030 | 0,033 | 0,035 | 0,038 |



În fig. XXIII.243 este reprezentată variația vîscozității cinematice a aerului în funcție de temperatură și presiune și servește pentru citirea valorilor intermediare care nu sînt date în tabelul XXIII.39.

În tabelul XXIII.40 sînt date valorile lui $\alpha$ pentru diafragme, deasupra limitei de toleranță, pentru anumite raporturi de deschidere $m$ și sînt date și cifrele Reynolds pentru limitele de toleranță.

În fig. XXIII.244 se văd valorile lui $\alpha$ pentru diafragmă în domeniul toleranței.

*Tabelul XXIII.40*

**Valorile lui $\alpha$ pentru diafragme deasupra limitei de toleranță, în funcție de cîteva raporturi $m$ cît și cifrele Renolds la limitele de toleranță**

| $m$ | Limita de toleranță, aproximativ la Re= | $\alpha$ |
|---|---|---|
| 0,05 | 24 000 | 0,598 |
| 0,1 | 34 000 | 0,602 |
| 0,3 | 130 000 | 0,634 |
| 0,5 | 330 000 | 0,695 |
| 0,7 | 1 000 000 | 0,802 |

*Tabelul XXIII.41*

**Valorile lui $\varepsilon$ pentru aer în scopul folosirii la măsurarea debitului cu diafragma în funcție de $m$ și de raportul $(P_1 - P_2)/P_1$**

| $m$ | $\frac{P_1 - P_2}{P_1} = 0{,}05$ | 0,06 | 0,07 |
|---|---|---|---|
| 0,3 | 0,184 | 0,981 | 0,978 |
| 0,5 | 0,982 | 0,978 | 0,975 |
| 0,7 | 0,979 | 0,974 | 0,971 |

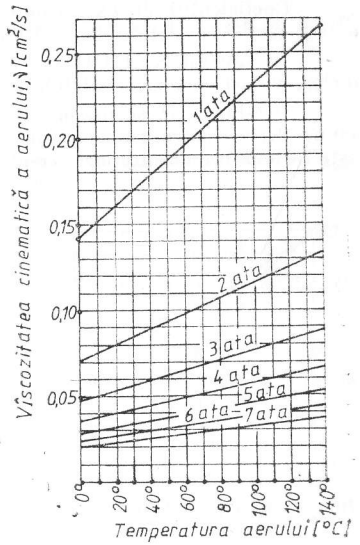



Fig. XXIII.243. Dependența vîscozității cinematice a aerului comprimat de presiune și temperatură.

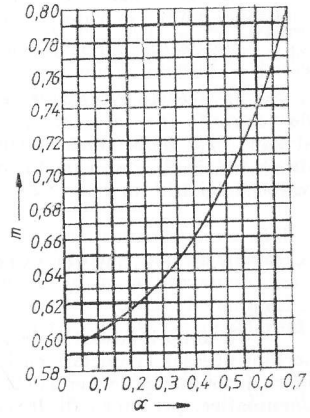



Fig. XXIII.244. Coeficientul de scurgere $\alpha$ pentru diafragmă normală în domeniul constantei.

Coeficientul de expansiune $\varepsilon$ se poate calcula după legile termodinamicii, dar a fost verificat și prin încercări practice.

În tabelul XXIII.41 se văd valorile lui $\varepsilon$ pentru aer în cazul folosirii diafragmelor, valori care sînt valabile și pentru alte gaze biatomice.

Presiunea $P_1$ se măsoară înainte de diafragmă, la distanța aproximativă de $5D_i$ cu un depresimetru, respectiv un tub de sticlă în formă de U, cînd o ramură a tubului este în legătură cu interiorul conductei de aer, iar cealaltă ramură cu atmosfera.

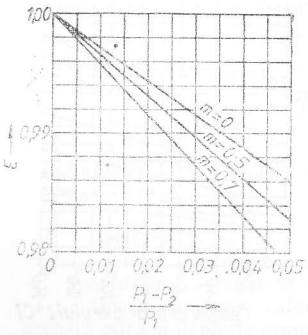



Fig. XXIII.245. Cifra de expansiune $\varepsilon$ la diafragme, în funcție de raportul dintre prelungiri și raportul $m$.

În fig. XXIII.345 se văd, de asemenea, valorile lui $\varepsilon$ pentru două raporturi de deschidere $m$ și în funcție de raportul $(P_1 - P_2)/P_2$.

Se recunoaște ușor că influența lui $\varepsilon$ asupra calculului debitului joacă un rol mai mare numai la valori mai mari ale raportului $(P_1 - P_2)/P_1$ și ale lui $m$.

Măsurarea debitului cu diafragma se face relativ ușor, iar diafragma se poate construi într-un atelier bun, respectînd condițiile impuse din fig. XXIII.341.

În această situație exactitatea măsurătorilor este de $\pm 0{,}5\,\%$ deasupra limitei de toleranță (pe care unii autori o mai numesc *limită de constanță* sau *de influență*) și dacă $m \leqslant 0{,}35$. Dacă crește $m$ și ajunge la 0,7, exactitatea măsurării debitului este de $\pm 1\,\%$. Sub limita de toleranță și valorile lui $\alpha$ au o exactitate de $\pm 1\,\%$, chiar la valori mici ale lui $m$.

### 4.7.5. RECOMPRIMATOARE DE AER

Recomprimatoarele de aer se folosesc foarte rar și numai pentru recomprimarea aerului necesar la unele locuri de muncă izolate și îndepărtate, unde datorită lungimii mari a conductei de aer comprimat pierderea de presiune este mare și deci, la utilajele pneumatice, presiunea de lucru a aerului ar fi prea mică.

Ca recomprimator poate fi folosit chiar un compresor cu o singură treaptă, în care aerul intră cu presiune scăzută, datorită pierderilor amintite, de exemplu de 4 bar, și unde este recomprimat pînă la presiunea finală de 6—7 bar.



Dacă se notează cu $P_1'$ presiunea aerului aspirat de recomprimator și cu $P_2'$ presiunea finală, atunci gradul de recomprimare $\varepsilon_r$ este:

$$\varepsilon_r = \frac{P_2'}{P_1'}.$$

Pentru recomprimatoare, $\varepsilon_r$ trebuie să fie mai mare ca 1,2 și mai mic ca 1,6, deoarece altfel randamentul compresorului este mic. Deci:

$$1{,}2 < \varepsilon_r < 1{,}6.$$

Ca recomprimatoare se folosesc numai compresoare cu piston.

Energia necesară pentru recomprimarea unui m³ de aer de la presiunea $P_1'$ la $P_2'$ este dată, aproximativ, de relația:

$$W = 0{,}13 \lg \varepsilon_r.$$

Dacă $Q$ este debitul orar util al recomprimatorului, $T_{an}$ — numărul de ore de utilizare a recomprimatorului pe an și $C$ costul unui kWh, atunci cheltuielile anuale $E$ cu energia vor fi:

$$E = 0{,}13\, Q\, T_{an}\, C \lg \varepsilon_r.$$

Cheltuielile de exploatare, $E_{exp}$, a instalației de recomprimare a aerului sînt aproximativ 10 % din cheltuielile de energie, deci:

$$E_{exp} \simeq 0{,}1\, E$$

### 4.7.6. APARATE ȘI VENTILE NECESARE PENTRU SECURITATEA STAȚIEI DE COMPRESOARE

Pentru securitatea funcționării unei stații de compresoare este necesar ca fiecare compresor să fie prevăzut cu aparate de măsurare a presiunii și temperaturii, ventile de siguranță etc., cu respectarea următoarelor condiții:

— Fiecare treaptă a compresorului cu piston sau rotativ trebuie să fie prevăzută cu un manometru.

Domeniul de indicare a presiunii de către manometru trebuie să fie cu 50 % mai mare decît presiunea de regim (de lucru) a compresorului și trebuie să fie marcată cu o linie roșie. Manometrele cu un domeniu de indicare $> 30$ bar trebuie să fie prevăzute cu sticlă de siguranță.

— La o putere de acționare $> 25$ kW la arborele compresorului, trebuie să fie un termometru montat pe partea de refulare și la puteri $> 75$ kW un termometru pe partea de aspirare și unul pe cea de refulare la fiecare spațiu de compresiune, respectiv carcasă în cazul turbocompresoarelor. Distanța la care este montat termometru nu trebuie să fie mai mare decît de 3 ori diametrul conductei, distanță considerată de la ieșirea din spațiul de comprimare.

— Principial fiecare treaptă a compresorului trebuie să fie prevăzută cu un ventil de siguranță. Turbocompresorul trebuie să aibă după fiecare carcasă un ventil de siguranță.

— Pentru prevenirea circulației inverse a aerului din conducte spre compresoare după oprirea acestora, se vor prevedea ventile cu repulsie, care să aibă marcat vizibil, cu săgeată, sensul admis de curgere a fluidului.

— La compresoarele cu puterea de acționare la arborele compresorului mai mare de 25 kW și cu două trepte, temperatura de ieșire a aerului din fiecare treaptă nu este admis să depășească 180°C. Temperatura de intrare a aerului în rezervorul tampon nu trebuie să depășească 160°C.

## 4.8. EXPLOATAREA ȘI ÎNTREȚINEREA COMPRESOARELOR CU PISTON

### 4.8.1. MONTAREA COMPRESOARELOR CU PISTON

În general pentru montarea compresoarelor trebuie urmate întocmai prescripțiile uzinei constructoare.

Odată cu livrarea compresorului se livrează și planurile de fundație întocmite în ipoteza că solul este sănătos. După turnarea fundației, suprafața acesteia nu se va netezi, pentru ca cimentul care se varsă ulterior pentru fixarea mașinii, să facă priză mai ușor datorită neregularităților.

Turnarea betonului trebuie executată repede atît sub placa mașinii cît și în țevile buloanelor de fixare. După cinci zile de la turnarea betonului se strîng din nou piulițele buloanelor de fixare, iar compresorul poate fi pus în funcțiune.

Fundația compresorului se scliviseşte, pentru a împiedica pătrunderea uleiului sub placa de bază.

Jocul axial la lagărul destinat pentru preluarea eforturilor și deplasărilor axiale va fi de 0,1—0,2 mm de fiecare parte, iar la celelalte lagăre de 2 mm de fiecare parte.

Fusurile manetoanelor vor trebui să fie în contact cu cuzineții în proporție de 80%, ca și arborele cotit. Jocul radial de la lagărul piciorului bielei va trebui să fie de cel mult 0,100 mm și de 0,130 mm la lagărul principal.

La montarea batiului și a capului de cruce trebuie asigurat un joc radial de 0,04—0,07 mm între bolțul capului de cruce și cuzinetul piciorului bielei. Se vor sufla țevile și găurile de scurgere la capul de cruce și la biele și se va da o atenție deosebită operației de tușare (șlefuire) a tălpii capului de cruce și a glisierelor.

Înainte de montarea pistoanelor, acestea împreună cu tija și segmenții vor fi spălați și șterși pînă se usucă bine. În stare montată, segmenții trebuie să asigure o etanșare perfectă față de pereții cilindrului. Etanșarea se poate controla cu ajutorul unui calibru (spion) de 0,03 mm, care nu trebuie să treacă prin spațiul dintre segment și peretele cilindrului.

Controlul etanșeității se poate face și prin montarea unui bec aprins în spatele pistonului. Dacă etanșarea este bună, privind prin orificiul de aspirare sau refulare nu trebuie să se vadă nici o luminozitate de-a lungul peretelui cilindrului.

Distanța dintre capetele segmenților de etanșare, cînd aceștia sînt strînși (montați), trebuie să fie cuprinsă între 2 și 3,5 mm. Este necesar să se verifice dacă segmenții au joc axial suficient (0,12—0,15 mm) pentru a putea aluneca liber fără să se înțepenească.

Jocul radial dintre piston și pereții cilindrului se controlează la montare cu ajutorul calibrelor pînă ce nu sînt montați segmenții. După montarea supapelor de aspirare și refulare se învîrtește cu mîna la o turație completă compresorul pentru a verifica buna funcționare.

Segmenții de raclare (răzuire a uleiului) de la tija pistonului vor fi curățiți înainte de montare. Montarea lor se face în așa fel încît despicăturile să nu fie una în dreptul alteia, iar muchiile răzuitoare să fie îndreptate înspre carter. Jocul axial admisibil la care nu se produc bătăi în timpul funcționării este de 0,08 mm.



### 4.8.2. PUNEREA ÎN EXPLOATARE ȘI RODAJUL COMPRESOARELOR CU PISTON

**Pornirea și oprirea compresorului.** Un compresor nou sau unul reparat trebuie pornit cu mare atenție. Compresorul se curăță pe dinafară apoi se controlează, prin capacele de vizitare, dacă baia de ulei este curată și se umple cu lubrifiantul indicat de cartea tehnică a compresorului, pînă la semnul superior de pe indicatorul de nivel. Înainte de pornirea compresorului, manivela pompei de uns se învîrtește cu mîna de 15—20 ori, după ce s-a controlat funcționarea ei normală, pentru ca suprafețele care trebuie unse să aibă deja ulei. În continuare se umple cu apă radiatorul, la compresoarele răcite cu apă în circuit închis, sau se deschid robinetele de alimentare cu apă, la compresoarele răcite cu apă în circuit deschis. Cazul al doilea este întîlnit la majoritatea stațiilor de compresoare din exploatările miniere. Nu este admisă alimentarea cu apă după pornirea compresoarelor, deoarece aceasta ar provoca tensiuni termice și fisuri în piesele cu care apa vine în contact. De asemenea, înainte de pornirea compresorului nou sau după reparație, se curăță răcitorul intermediar și conducta de refulare prin suflare, timp de 15—20 min, fără ca ea să fie racordată la rezervorul-tampon. În primele 10 min, conducta se ciocănește ușor pentru desprinderea eventualelor depuneri. Compresorul se pornește întotdeauna în gol pînă la încălzirea lui. În acest timp, se controlează presiunea la manometrul de ulei care trebuie să fie între cele două repere de pe cadran, iar la pompele cu piston se controlează (prin vizoare) dacă o picătură de ulei trece la 8—10 s.

**Rodajul și sufularea compresorului** se fac după montarea definitivă sau după o reparație generală a lui. Rodajul se face cu supapele de aspirare și de refulare nemontate.

În prima perioadă de montare se pornește motorul electric și se lasă să funcționeze compresorul în gol timp de 5 min, după care se oprește, se deschid capacele și se verifică temperatura suprafețelor de frecare.

Temperatura lor trebuie să fie de 25—30°C. Dacă este mai mare, se va găsi cauza care provoacă creșterea temperaturii și va fi înlăturată. Între aceste cauze pot fi :

— lipsa ungerii ;
— neaxialități ;
— jocuri radiale mici în lagăre și în glisiere.

În perioada a doua de rodare se pornește din nou compresorul, lăsîndu-l să funcționeze timp de 20 min și se verifică din nou temperatura suprafețelor de frecare. Dacă nu depășește 25°—30° se poate continua rodarea în gol.

În perioada a treia de rodare se repetă toate probele precedente, lăsînd compresorul să funcționeze timp de o oră. Dacă mașina nu are încălziri anormale, se poate continua încercarea ei. Este de asemenea necesar ca mașina să fie suflată.

În timpul funcționării în gol se va controla :

— presiunea uleiului de ungere în conducta de refulare care va trebui să fie de cel puțin 1 at ;
— funcționarea perfectă a supapelor ;
— funcționarea dispozitivului de acționare (a mecanismului motor) ;
— etanșeitatea garniturilor ;
— ungerea cilindrilor ;
— debitul apei de răcire ;
— etanșeitatea flanșelor de legătură ale conductelor.

După 10—15 min de funcționare în gol, se trece timp de 40—45 min la regimul de funcționare sub sarcină, presiunea finală fiind de 4 bar, iar reglarea făcîndu-se cu ventilul montat pe conducta de refulare imediat sub rezervorul tampon. În continuare

se trece la funcționarea sub presiunea de 6 bar și apoi la presiunea normală de 7 bar timp de o oră.

După fiecare probă se controlează supapele de aspirare și refulare, iar după oprirea compresorului se controlează starea următoarelor piese :

— lagărele arborelui cotit ;
— lagărele bielelor (la capul și piciorul bielei) ;
— segmenții pistonului ;
— suprafața interioară a cilindrilor ;
— glisierele capului de cruce.

Eventualele defecte ce apar se vor înlătura.

În timpul rodajului este bine ca debitul apei de răcire să fie mărit cu 20% față de cel normal.

Compresorul se oprește după primele 5 ore de funcționare sub presiunea normală și apoi după 10 ore de funcționare, pentru verificarea comportării lui, adică, ca și înainte, se verifică starea cilindrilor, a lagărelor, supapelor etc.

Perioada de rodaj se consideră terminată cînd pe suprafețele de lucru ale cilindrilor apare un început de oglindă, fără urme de gripaj. După 50 ore de funcționare se schimbă uleiul de uns ; după aceea ungerea se face ceva mai abundent circa 100 de ore de funcționare, după care se revine, în mod treptat, la ungerea normală.

După terminarea pregătirilor de pornire a compresorului, se cuplează motorul și se observă aparatele de control. Dacă se constată vibrații puternice, zgomot exagerat sau indicații exagerate ale ampermetrului sau manometrului, se oprește imediat compresorul, se analizează și se înlătură cauzele. În afară de aceasta, compresorul se mai oprește cînd există sau se bănuiește că ar exista un deranjament în funcționarea sa, dedus din următoarele considerente :

— se aud zgomote sau lovituri anormale sau se constată vibrații neobișnuite ;
— temperatura apei de răcire sau a uleiului depășește valorile prescrise ;
— se constată lipsa apei de răcire sau există în cantitate insuficientă ;
— uleiul nu circulă prin vizoare ;
— unul din manometre indică presiune anormală ;
— ampermetrul motorului electric de acționare indică o supraîncărcare.

### 4.8.3. ÎNTREȚINEREA ȘI DESERVIREA COMPRESORULUI ÎN TIMPUL FUNCȚIONĂRII

În timpul funcționării compresorului se verifică temperatura aerului comprimat. Temperatura finală maximă în fiecare treaptă este 160°C. În cazul ridicării temperaturii peste această limită, compresorul se va opri.

Se urmărește ca temperatura aerului și apei care iese din răcitorul intermediar să nu depășească 35°C. De asemenea, temperatura de intrare a apei de răcire în răcitorul intermediar nu trebuie să depășească 20°C.

Se va observa ca temperatura apei de răcire, care iese din compresor, să nu depășească cu mai mult de 30°C temperatura de la intrare în cazul răcirii în circuit deschis, sau 40°C în cazul răcirii în circuit închis.

Dacă în timpul iernii este pericol de îngheț, se va folosi apă de răcire în care s-a introdus substanță antigel.

Se elimină o dată la 1—2 ore condensatul și uleiul depus în răcitorul intermediar. Acest lucru este necesar pentru a nu antrena apa și uleiul în rețeaua de distribuție a energiei pneumatice, respectiv în uneltele pneumatice.



Vara, în sala compresoarelor, se admite o temperatură numai cu 10° mai mare decît cea de afară.

Pentru oprirea compresorului se așază regulatorul de aer pe poziția de funcționare în gol și apoi se oprește motorul. Se închide robinetul de aer dintre compresor și rezervorul tampon.

### 4.8.4. DEFECȚIUNI ÎN FUNCȚIONAREA COMPRESOARELOR CU PISTON

În timpul funcționării unui compresor cu piston se pot produce deranjamente, ale căror cauze mai importante sînt indicate în continuare.

*Compresorul aspiră aer cu impurități, ceea ce poate produce :*

— încălzirea exagerată a mașinii ;
— scăderea debitului ;
— mărirea puterii necesare pentru acționare ;
— depuneri de ulei ars pe supapele de refulare a aerului comprimat ;
— uzura prematură a mașinii.

*Cilindrii compresorului sînt răciți insuficient* ; acest lucru poate produce :

— fluidizarea uleiului de uns ;
— depuneri de ulei ars mai ales pe supapele de refulare ;
— deteriorarea lagărelor și a cămășii cilindrului ;
— uzura supapelor mașinii ;
— scăderea debitului compresorului ;
— creșterea puterii necesare pentru acționare.

*Depășirea repetată a presiunii finale a aerului*, care poate avea următoarele consecințe :

— încălzirea exagerată a compresorului ;
— creșterea puterii necesare pentru acționare ;
— uzura prematură a compresorului.

Îndeosebi uzura pieselor compresorului poate provoca multe defecțiuni de funcționare a acestuia.

## 4.9. ANOMALII ÎN TIMPUL FUNCȚIONĂRII TURBOCOMPRESOARELOR ȘI ÎNLĂTURAREA LOR

Anomalii în timpul funcționării unui turbocompresor pot să se iveaască chiar după cea mai perfectă montare, fie datorită defectelor pieselor, care nu s-au putut constata în timpul montării, sau datorită însăși lucrărilor de montare.

Introducerea pornirii și opririi automate a compresoarelor nu a putut îndepărta anomaliile de funcționare, care de multe ori sînt foarte greu de depistat.

În tabelul XXIII.42 se dau anomaliile mai frecvente ale turbocompresoarelor, cauzele posibile și modul de îndepărtare a lor.

*Tabelul XXIII.42*

**Anomalii în timpul funcționării turbocompresoarelor, cauzele posibile și îndepărtarea lor**

| Felul anomaliei de funcționare | Cauze posibile ale anomaliei | Modul de îndepărtare a anomaliei |
|---|---|---|
| 1 | 2 | 3 |
| Crește temperatura uleiului în lagăr | Corpuri străine în lagăr ca de exemplu nisip ; debitul de ulei este prea mic. Jocurile în lagăr sînt prea mici. Temperatura de intrare a uleiului este prea mare | Se controlează temperatura și debitul uleiului și se reglează. Se deschid lagărele, se curăță și dacă este necesar se ajustează |
| Scade presiunea uleiului în lagăre | Defectarea pompei de ungere, conductele de ulei sînt neetanșe. Jocurile sînt prea mari la lagărul de alunecare | Se va controla presiunea uleiului la pompă. Pompa se va curăța și repara. Se îndepărtează neetanșeitățile. Se micșorează jocurile lagărelor |
| Diferența de temperatură dintre apa de răcire la ieșire și a aerului la ieșirea din răcitorul intermediar crește foarte mult | Răcitorul în spre parte a apei sau a aerului, sau pe ambele părți este murdar și oprește transmiterea căldurii | Se curăță răcitorul. Eventual se înnoesc țevile. Se cercetează dacă apa sau aerul sînt murdare |
| Presiunile și temperaturile din treptele turbocompresorului variază față de valorile normale | Labirinturile intermediare sînt neetanșe | Se înnoiesc labirinturile și garniturile de etanșare |
| Temperaturile prescrise din treptele turbocompresorului sînt depășite | Răcitorul este defect. Neetanșeități pronunțate în interiorul turbocompresorului | Repararea răcitorului. Turbocompresorul se va etanșa din nou |
| Presiunile prescrise pe treptele turbocompresorului sînt depășite | Consum de aer comprimat mai mic decît cel normal, turația normală depășită. Ventilele de siguranță blocate | Se reglează turația. Se examinează ventilele de siguranță |
| Debitul scade fără să acționeze dispozitivul de reglare | Pierderi mari de debit datorită neetanșeităților interioare și exterioare. Murdărirea filtrului, a conductei de aspirare și a aparatelor de reglare | Îndepărtarea neetanșeităților interioare și exterioare. Curățirea filtrului, a conductei de aspirare și a aparatelor de reglare |
| Mers neuniform a turbocompresorului | Rotoare neechilibrate. Turbocompresorul lucrează în domeniul nestabil. Joc mărit al lagărului. Deplasare unilaterală a axei datorită încălzirii neuniforme. Neorizontalitatea axei datorită deplasării fundației. Oscilații ale fundației | Rotoarele se vor echilibra dinamic. Se va reexamina reglarea punctului de pompare a turbocompresorului. Se vor examina lagărele și se vor ajusta. Se verifică răcirea turbocompresorului Se verifică orizontalitatea axei, deplasarea fundației, oscilațiile și se iau măsuri de îndepărtare a acestor defecte |
| Presiunea de aspirare crește peste limita admisă | Filtrul de aspirare este murdar sau eventual compresorul montat înaintea turbocompresorului are presiunea finală prea mare | Filtrul și conducta de aspirare se curăță. Se reglează din nou presiunea finală, la compresorul dinaintea turbocompresorului |
| Ulei vizibil în apa de răcire evacuată | Neetanșeități între spațiile apei de răcire și ale aerului | Reînnoirea etanșării între spațiile pentru apă și aer |
| Pierderi mari prin neetanșeitatea presetupelor | Garniturile presetupelor respectiv labirinturile neetanșe | Montarea garniturilor noi, respectiv a labirinturilor |



*Tabelul XXIII.42* (continuare)

# XXIV. TRANSPORT MINIER

**Prof. dr. ing. ION MARIAN**
**Șef lucrări dr. ing. IOSIF KOVACS**
**Asistent ing. MARIN SILVIU NAN**

# 1. INTRODUCERE

Transportul reprezintă una din verigile principale ale procesului tehnologic minier, ponderea cheltuielilor de transport în cadrul cheltuielilor de producție a unei tone de substanță minerală utilă extrasă la gura minei ajungînd pînă la 40—50%, iar în cariere pînă la 60%.

Încărcarea și transportul minier trebuie să asigure lucrul nestingherit în fronturile de lucru, fără întreruperi și cu o înscriere cît mai bună în particularitățile lucrului din abataje. Se menționează, însă, că și felul cum se realizează lucrul în abataje are influență asupra indicatorilor tehnico-economici ce se realizează la transport. Astfel, cu cît producția abatajelor este mai mare, mai concentrată, mai uniformă (tinzîndu-se chiar către un proces în flux continuu), cu atît și transportul poate fi mecanizat la un nivel mai înalt, iar gradul de utilizare a utilajelor de transport va fi mai mare. Pentru acest motiv este necesar ca mecanizarea tuturor operațiilor procesului tehnologic minier de: tăiere, susținere, încărcare și transport, precum și a celorlalte activități ajutătoare, cum sînt transportul materialelor, sterilului, rambleului, personalului etc. să fie abordate în cadrul unei mecanizări complexe, unitare pe întreaga mină.

Întregul sistem de transport al unei mine, respectiv schema generală de transport, se poate împărți în *subsisteme de transport din cadrul sectoarelor* și *transportul principal* (*magistral*).

*Subsistemul de transport din cadrul sectorului de exploatare* cuprinde transportul din abataj și de pe lucrările miniere de pregătire din limitele panoului, blocului, subetajului etc., iar schema acestor lucrări este caracterizată de metoda de exploatare folosită.

*Transportul principal* (*magistral*) *al minei* este cel de pe lucrările miniere de investiții, care primește materialul de la subsistemele de transport din cadrul sectorului și îl transportă pînă în rampa puțului sau pînă la suprafață (pe galerii de coastă sau pe plane înclinate).

Schemele de transport ale minelor și ale carierelor depind, în primul rînd, de schema lucrărilor de deschidere și pregătire, cu care se condiționează reciproc. În funcție de condițiile de zăcămînt, la stabilirea lucrărilor de deschidere și de pregătire trebuie să se țină seama de realizarea unei scheme moderne de transport cît mai simple și fără (sau cu cît mai puține) trepte (puncte de descărcare-încărcare pe traseu, care sînt dificil de mecanizat și se pot transforma în puncte de strangulare), care să permită folosirea unor soluții cît mai moderne de transport și a unor utilaje de înalt nivel tehnic (de mare productivitate, cu siguranță mare în funcționare și cu consumuri reduse de materiale și energie), extinderea automatizării și comenzii de la distanță pe scară cît mai largă și care să conducă la realizarea unor cheltuieli minime de producție și la o eficiență economică maximă. Cînd nu pot fi evitate treptele în schema de transport



cum sînt de exemplu punctele în care se colectează producția cu mijloace auto din zona abatajelor și se trece la transportul principal pe cale ferată sau cu transportoare, aceste puncte trebuie să fie prevăzute cu posibilitatea de înmagazinare a unei cantități cît mai mari de substanță minerală utilă, cum sînt de exemplu rostogolurile tampon, care trebuie să asigure un grad suficient de mare de independență între sistemul de transport din amonte și cel din aval. În acest fel ele pot îndeplini rol pozitiv în sistemul de transport.

În afară de cele arătate mai sus, sistemul de transport ales trebuie să asigure un grad cît mai ridicat de protecție a muncii și de confort al muncii (reducerea efortului fizic, comandă ușoară, comandă de la distanță, reducerea prafului și umidității, reducerea poluării fonice, să răspundă în grad cît mai ridicat din punct de vedere ergonomic și al designului etc.).

La minele și carierele de cărbuni, unde tăierea se poate executa mecanic, există tendința de generalizare a transportului continuu cu transportoare, din fronturile de lucru pînă la suprafață sau pînă la instalația cu schip, respectiv de realizare a unui proces tehnologic în flux continuu. La minele și carierele de minereuri, unde dislocarea se face prin perforare-împușcare, transportul din abataje în subteran se realizează cu mijloace auto (care lucrează în complex cu mașini de încărcat), cu mașini combinate de încărcat și transportat cu instalații de screpere sau chiar cu transportoare speciale, iar în cariere numai cu mijloace auto (care lucrează în complex cu excavatoare sau mașini de încărcat), pînă la punctele principale de colectare a producției, de unde transportul principal se realizează pe cale ferată (mai frecvent) sau cu transportoare cu bandă (cînd este necesară o antezdrobire a minereului). Atît în subteran cît și în cariere, transportul auto poate fi folosit și pînă la suprafață, dacă distanța de transport nu este prea mare.

Caracteristicile fizico-mecanice ale rocilor de care trebuie ținut seama la alegerea și calculul sistemului de transport sînt prezentate în tabelul XXIV.1.

*Tabelul XXIV.1*

**Caracteristicile fizico-mecanice ale unor roci**

| Felul rocii | Densitatea în stare sfărîmată [t/m³] | Unghiul de taluz natural în repaus *) [grade] | Coeficient de afînare | Coeficient de tărie, *f* |
|---|---|---|---|---|
| Antracit: | | | | |
| — cu granulație mică, uscat; | 0,8—0,95 | 34—45 | 1,4 | 2,3 |
| — nesortat | 0,8—1,0 | 40—45 | 1,4 | 2,3 |
| Huilă nesortată | 0,8—1,1 | 30—45 | 1,4 | 2 |
| Lignit | | | | |
| — uscat | 0,8—1,0 | 35—45 | 1,3 | 2,5 |
| — umed | 0,8—1,1 | 40—50 | 1,3 | 2,5 |
| Minereu de fier | 2,2—3,6 | 35—45 | 1,4 | 16 |
| Minereu complex | 2,0—4,5 | 35—45 | 1,4 | 16 |
| Minereu de mangan | 1,25—1,28 | 40 | 1,3 | 3 |
| Calcar în bucăți mici | 1,2—1,5 | 40—45 | 1,3 | 2,8 |
| Argilă cărbunoasă | 1,2—1,3 | 27—30 | 1,6 | 2,8 |
| Argilă | 1,6 | 32—35 | 1,2 | 4 |
| Nisip umed | 1,9 | 30 | 1,1 | — |
| Șisturi | 1,9—2 | 40—45 | 1,6 | 4,8 |
| Rocă sterilă tare | 1,8—2 | 40—45 | 1,6 | 7,0—15 |

*) Unghiul de taluz în mișcare reprezintă 0,5—0,7 din unghiul de taluz în repaus.

# 2. TRANSPORTOARE CU RACLETE

## 2.1. TRANSPORTOARE CU RACLETE BLINDATE RIPABILE PENTRU ABATAJE CU FRONT LUNG

Transportoarele cu raclete blindate reprezintă unicul mijloc de transport folosit în abatajele cu front lung la minele de cărbuni. Ele nu sînt folosite ca mijloc principal de transport pe lucrările miniere, datorită faptului că sfărîmă suplimentar cărbunele în proporție de 4—7% la 100 m lungime de transport, au greutatea mare pe metru liniar, uzura lor intensă conduce la consum mare de metal, au consum de energie de 10...15 ori mai mare decît transportoarele cu bandă.

Construcția blindată a acestor transportoare, care constă din ghidaje pentru conducerea lanțurilor cu raclete, permite lucrul pe vetre ondulate și riparea fără demontare chiar în timpul funcționării.

În prezent există tendința de creștere a debitului acestor transportoare pînă la 1500 t/h, iar puterea totală instalată să ajungă la 1000 kW.

*Transportorul cu raclete de tip ușor TR-2* este destinat să lucreze în abataje frontale cu lungime mică, în care tăierea și susținerea nu se face mecanizat. El are în dotare capace de acoperire pentru cazurile cînd dislocarea cărbunelui se face prin perforare-împușcare.

*Transportoarele TR-4 (tabelul XXIV.2 și fig. XXIV.1) și TR-5*, care înlocuiesc vechiul tip de transportoare TR-3, sînt destinate să lucreze așezate direct pe vatră în abataj cu front lung, în strate cu grosime de minimum 0,9 m și unde susținerea se realizează cu stîlpi și grinzi, cu grinzi pășitoare sau cu susțineri mecanizate.

Aceste transportoare au subansamble unificate interschimbabile. Astfel, ambele transportoare au aceleași grupuri de acționare, iar construcția jgheaburilor de cap și de traseu este aceeași, deosebindu-se doar prin lățime.

Transportorul TR-4 are trei lanțuri și poate avea pînă la 4 grupuri de acționare, iar transportorul TR-5 are două lanțuri și poate avea pînă la 3 grupuri de acționare. Cele două viteze ale lanțurilor se realizează prin schimbarea perechii de roți dințate ce formează treapta a doua a reductorului (fig. XXIV.2). Arborele de acționare cu stele este de formă tubulară secționat longitudinal și se montează pe arborii de ieșire ai reductoarelor. Tipul cuplajului se alege în funcție de puterea motorului (fig. XXIV.3). Aceste transportoare pot lucra la înclinări pînă la ± 20°, iar pentru situații speciale la înclinări mai mari se ancorează cu lanțuri la ambele capete. Cînd capul de întoarcere nu are grupuri de acționare, acesta poate fi cu sau fără sistem de întindere a lanțurilor. Sistemul de întindere poate fi cu șurub sau cu cilindru hidraulic și șurub de reținere. Ambele transportoare se livrează în trei variante, ca de exemplu: TR-4-AC, pentru abataje cu combină, TR-4-AP, pentru abataje cu împușcare (cînd au în dotare capace de acoperire) și TR-4-G, pentru galerii.

*Transportorul TR-6A* are unu sau două lanțuri mediane și este destinat să lucreze în complex cu susțineri mecanizate sau cu susțineri individuale, în strate cu grosime medie (2,0—3,5 m) din Valea Jiului. El se execută în două variante: TR-6A/I, pentru abataje și TR-6A/III, pentru preabataje și galerii, cînd poate avea două grupuri de antrenare a cîte 55 kW. Datorită masei mari a stațiilor de cap, construcția de traseu



*Tabelul XXIV.2*

**Caracteristicile tehnice ale transportoarelor cu raclete fabricate în țară**

| Tipul transportorului | TR-2 | TR-3 | TR-4 | TR-5 | TR-7 |
|---|---|---|---|---|---|
| Debitul, t/min | 0,7 ; 1,1 | 2,5 ; 4,1 | 4,1 ; 6,0 | 3,3 ; 4,1 | 7,0 ; 10 |
| Înclinarea max. la care poate lucra, grade | ±10 | ±20 | ±20 | ±10 | ±35 |
| Lățimea jgheabului, mm | 444 | 596 | 642 | 596 | 736 |
| Înălțimea jgheabului (profilul sigma), mm | 140 | 181 | 183 | 181 | 220 |
| Unghiul de deviere al jgheaburilor, grade | | | | | |
| — în plan orizontal | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 |
| — în plan vertical | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 |
| Viteza lanțurilor, m/s | 0,5 | 0,4 ; 0,8 | 0,8 ; 1,0 | 0,8 ; 1,0 | 0,7 ; 0,9 |
| Numărul lanțurilor | 2 | 2 | 3 ; 2 | 2 | 2 ; 1 |
| Calibrul lanțurilor, mm | 14 | 18 | 18 | 18 | 26 |
| Puterea motorului unui grup de acționare, kW | 5,5 | 22 | 20 ; 35<br>32 ; 40<br>45 | 20 ; 25<br>32 ; 40 ;<br>45 | 110 ;<br>135 |
| Tensiunea de alimentare a motoarelor, V | 380 | 380 | 380 | 380 | 660 |
| Turația motoarelor, [rot/min] | 1500 | 1500 | 1500 | 1500 | 1500 |
| Tipul cuplajului hidraulic | CH330 | CH370 | CH370 ;<br>CH420 ;<br>CH420MA | CH370<br>CH420<br>CH420MA | CH500MA |
| Numărul maxim al grupurilor de acționare la un cap al transportorului | 2 | 2 | 2 | 2 | 1 |
| Numărul maxim al grupurilor de acționare ale transportorului | 2 | 4 | 4 | 3 | 2 |
| Așezarea motorului față de transportor | paralel | paralel | paralel | paralel | paralel perpendicular |
| Lungimea de livrare a transportorului, m | 60 | 60 ; 120<br>180 ; 240 | 60 ; 120<br>180 ; 240 | 60 ; 120 | 60 ; 120 |
| Masa totală la lungimea maximă, t | 6,5 | — | 60 | — | 67 |
| Masa maximă a combinei ce se poate deplasa pe transportor, t | — | — | — | — | 40 |

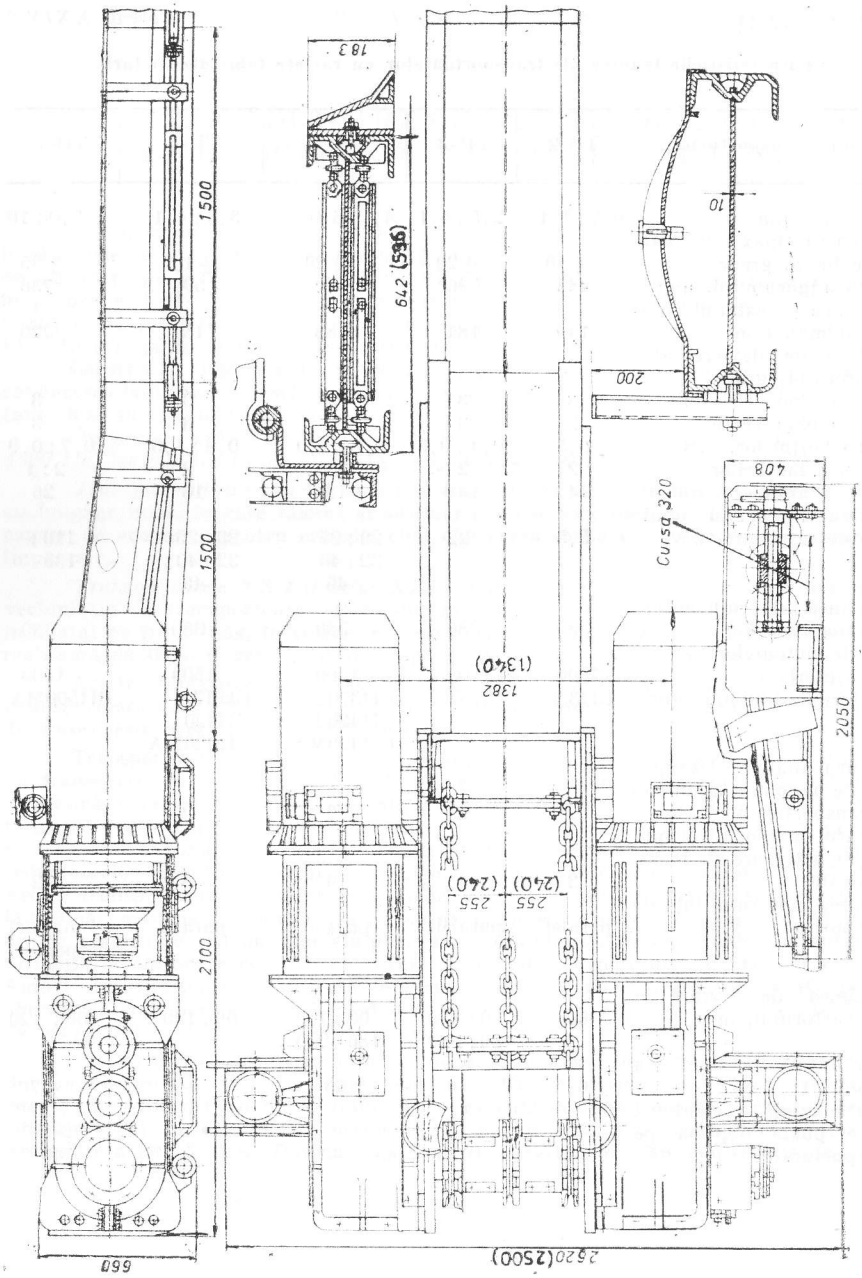



Fig. XXIV. 1. Transportorul cu raclete TR-4 (cotele din paranteze sînt pentru transportorul TR-5).



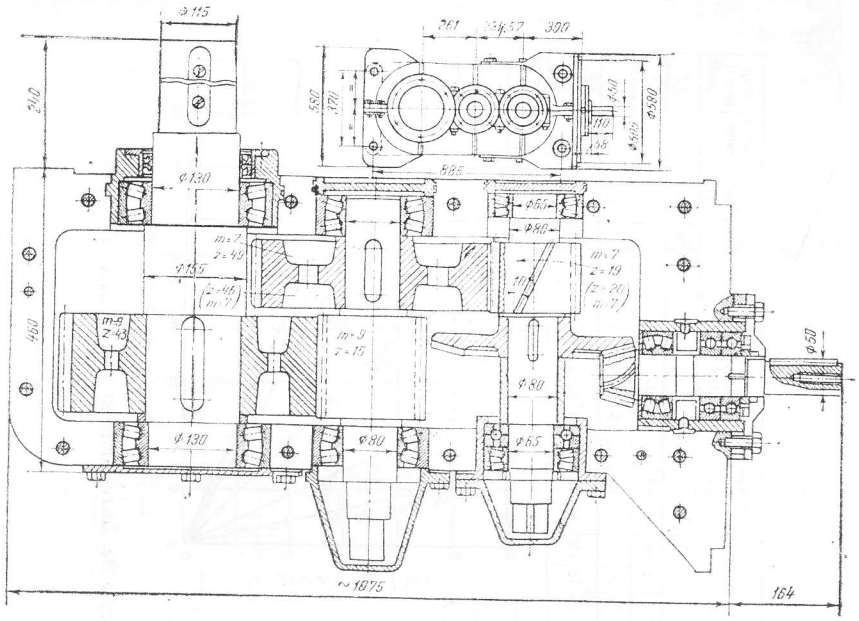
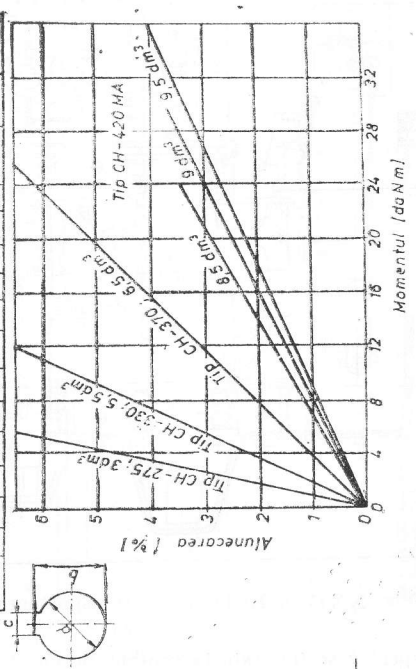



Fig. XXIV.2. Reductor al transportoarelor TR-4 și TR-5.

a acestui transportor se folosește în combinație cu stațiile de cap ale transportorului TR-4, îndeosebi cînd susținerea se face cu stîlpi și grinzi.

*Transportorul TR-7* (fig. XXIV.4) se execută în două variante și anume: varianta TR-7A (de bază), destinată să lucreze în abataje, cînd poate avea două grupuri de acționare (cîte unul la fiecare capăt) și varianta TR-7G, destinată să lucreze în galerii, cînd are un singur grup de acționare cu motorul așezat paralel cu transportorul și este amplasat la capul de descărcare. Transportorul TR-7A este destinat să lucreze în complex cu susțineri mecanizate, dar poate lucra și cu susținere individuală. Combina ce se deplasează pe transportor trebuie să nu aibă masă mai mare dè 40 t, iar neuniformitatea de preluare a masei combinei între papucii de sprijin să nu depășească 2,5 t. La înclinări peste 15° se ancorează cu stîlpi de 200 kN și lanț de 26×92 atît la stația de acționare cît și la cea de întoarcere. Forța împingătoarelor pentru ripare nu trebuie să depășească 420 kN. Cele două viteze ale lanțurilor se realizează prin schimbarea treptei a doua din reductor. Spre deosebire de celelalte transportoare la care jgheaburile se îmbină între ele prin șurub cu piuliță, la transportorul TR-7 această îmbinare se realizează cu un sistem de tipul „os de cîine", care are construcție simplă (fără înșurubări) și rezistență mare la solicitările ce apar. La transportorul TR-7A, echipamentele ce se montează lateral pe jgheaburi (rampele de încărcare dinspre front și bordurile dinspre spațiul exploatat) îndeplinesc rolul de element de legătură între jgheaburi și de cale de rulare pentru combină, iar cele dinspre spațiul exploatat și de suport portcablu și furtunuri. Transportorul TR-7G are borduri laterale verticale pe ambele

| Tipul cuplajului CH | Dimensiuni de gabarit (mm) | | | | | | | | | | | | Masa cuplajului (kg) | Puterea motor (kW) | Cantit. de ulei (dm³) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | d | $D_1$ | $D_2$ | $d_1$ | $d_2$ | $d_3$ | A | B | L | a | b | c | | | |
| CH 275 | 30 | 320 | 214 | M12 | M8 | M20 | 200 | 12 | 68 | 3 | 326 | 8 | 17 | 5,5 | 3,3 |
| CH 330 | 45 | 394 | 255 | M16 | M10 | M24 | 220 | 12 | 83 | 3 | 483 | 14 | 25 | 13 | 5,5 |
| CH 370 | 50 | 437 | 282 | M16 | M10 | M24 | 243 | 12 | 90 | 2,5 | 551 | 16 | 30 | 22 | 6,5 |
| CH 420 | 50 | 490 | 180 | M20 | M12 | M38 | 325 | 13 | 90 | 2,5 | 551 | 16 | 49 | 37<br>45<br>55 | 8,5<br>9,0<br>9,5 |



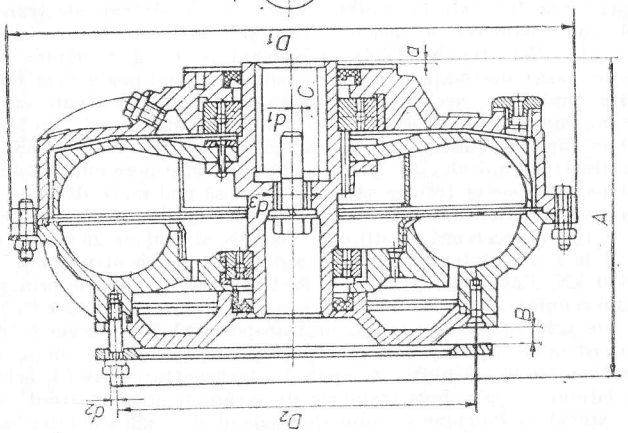




Fig. XXIV.3. Cuplajele hidraulice fabricate de Întreprinderea „23 August" București.



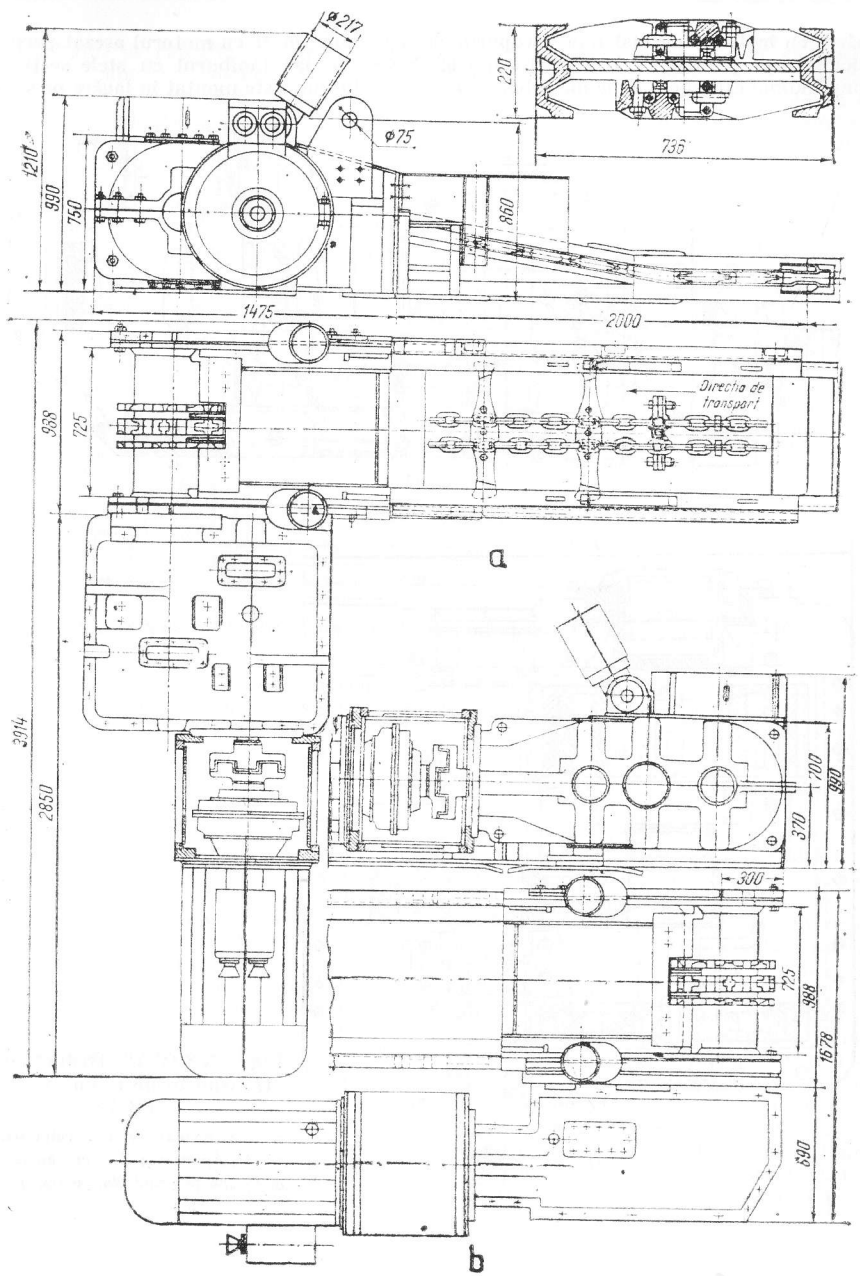



Fig. XXIV.4. Transportorul cu raclete TR-7:
*a* — cu motorul așezat perpendicular; *b* — cu motorul așezat paralel

părți, cu înălțime de 300 mm. Grupurile de acționare pot fi cu motorul așezat perpendicular sau paralel cu transportorul (fig. XXIV.5), iar tamburul cu stele secționat longitudinal este montat pe un arbore care, la rîndul lui, este montat în lagăre pe șasiul

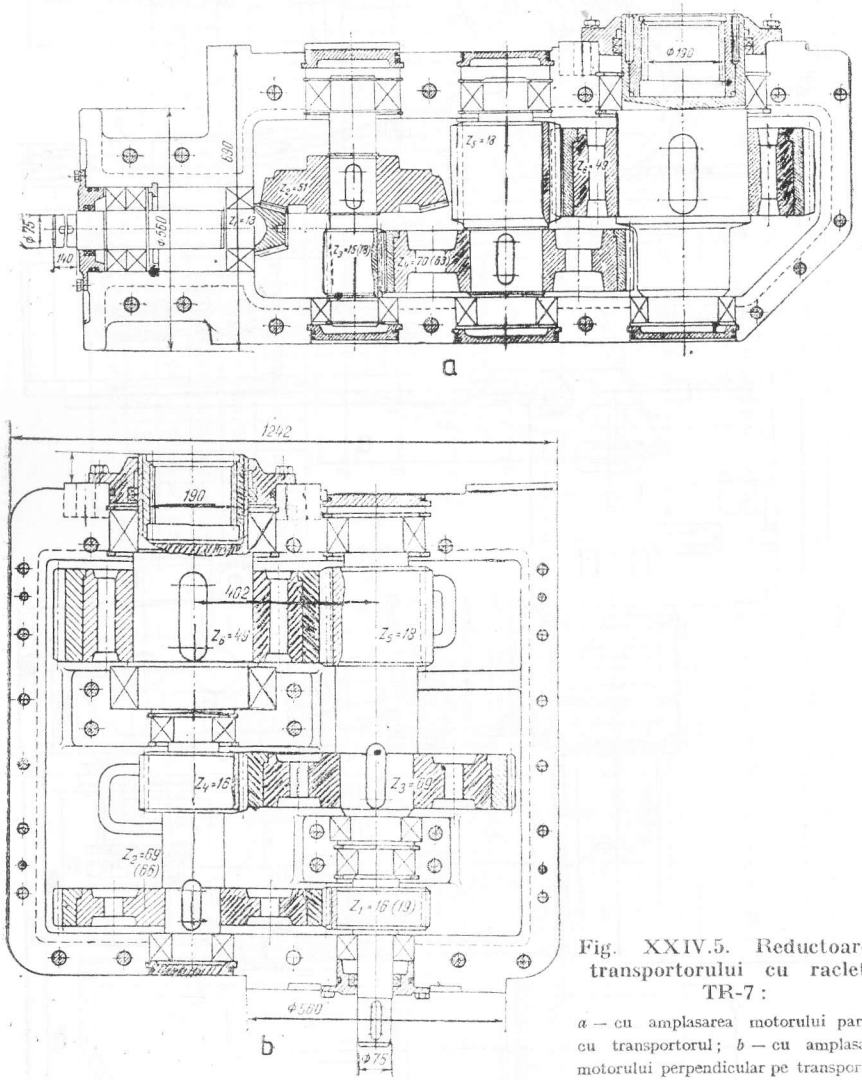



Fig. XXIV.5. Reductoarele transportorului cu raclete TR-7:

*a* — cu amplasarea motorului paralel cu transportorul; *b* — cu amplasarea motorului perpendicular pe transportor.



jgheabului de cap (fig. XXIV.6). Capetele arborelui ce ies în afară sînt canelate și intră în capul cu caneluri interioare al arborelui de ieșire al reductorului. Cele două cochilii ale tamburului se asamblează cu arborele prin două pene. Jgheabul de cap are în față degajări, prin care se introduce și se montează arborele pe care sînt deja montați rulmenții cu casetele lor. Cînd capul de întoarcere nu are grup de acțio-

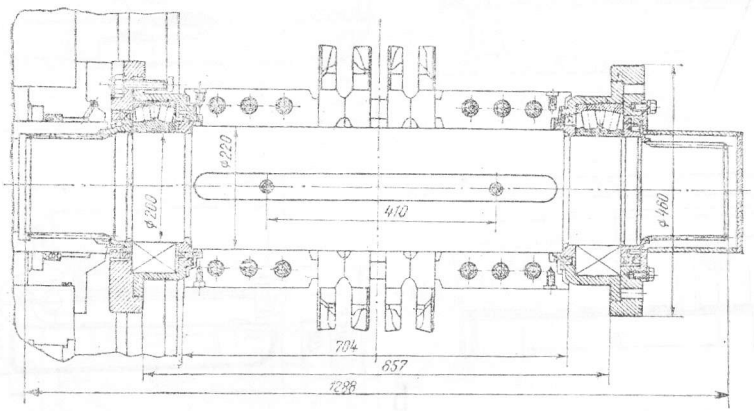



Fig. XXIV.6. Arborele cu stelele de acționare ale transportorului TR-7.

nare, acesta este prevăzut cu sistem de întindere cu un cilindru hidraulic ce se alimentează de la rețeaua hidraulică din abataj sau de la o pompă manuală.

Transportoarele cu raclete tip CMA-2 și tip CMA 3, care lucrează cu complexele mecanizate de abataj CMA-2 și CMA-3, au aceeași construcție și caracteristici cu ale transportorului TR-4, deosebindu-se de acesta doar prin construcția jgheaburilor (fig. XXIV.7).

Din analiza construcției diferitelor tipuri de transportoare cu raclete, rezultă că acestea pot avea unul, două sau trei lanțuri calibrate (tabelul XXIV.3). La construcția cu două lanțuri (fig. XXIV.8,*a*) și cu trei lanțuri (fig. XXIV.8,*b*) lungimea tronsoanelor de lanț este egală cu distanța între raclete (cca 960 mm), iar lanțurile laterale se leagă între ele și cu racletele prin intermediul unor ocheți de legătură, forjați. La construcțiile din fig. XXIV.8, *d-i*, lanțurile au lungimea de 25—30 m, pe care sînt montate racletele la intervale diferite. Lungimea acestor lanțuri trebuie să nu depășească ± 3 mm (mai ales la transportoarele cu două lanțuri amplasate la mijloc).

Folosirea a trei lanțuri prezintă avantajul că în caz de ruperea unuia din lanțuri, racletele își mențin poziția normală și nu ies din ghidajele jgheabului, ceea ce este foarte important mai ales cînd ruperea are loc pe ramura inferioară și se lucrează în strate cu grosime mică (circa 0,7 m). În schimb, folosirea a trei lanțuri conduce la creșterea suplimentară a masei organului de tracțiune și a consumului de lanțuri, fără a contribui esențial la creșterea forței totale de rupere a organului de tracțiune, întrucît gradul de neuniformitate al repartizării sarcinilor este mult mai mare decît în cazul folosirii a două lanțuri (de obicei, unul din cele trei lanțuri aproape nu preia sarcină). Chiar în cazul folosirii a două lanțuri, repartizarea sarcinilor între lanțuri este neuniformă,

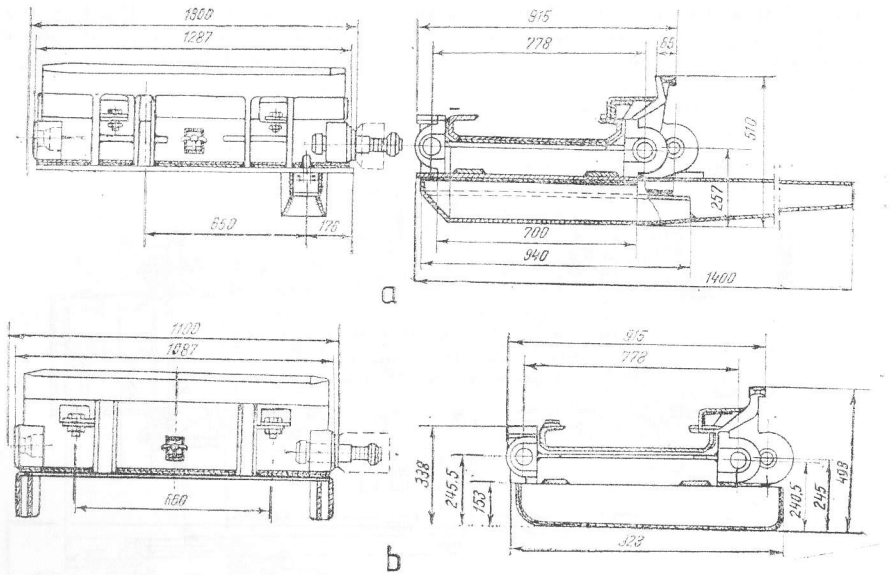



Fig. XXIV.7. Jgheaburile transportoarelor cu raclete ale complexelor mecanizate CMA-2 (*a*) și CMA-3 (*b*).

*Tabelul XXIV.3*

**Caracteristicile tehnice ale lanțurilor cu zale calibrate de mare rezistență pentru industria minieră (pentru transportoare cu raclete, pluguri, combine) conform standardului C.A.E.R.**

| Diametrul oțelului rotund (calibrat) [mm] | Pasul lanțului [mm] | Lățimea zalei [mm] | | Masa 1 m de lanț [kg/m] | Sarcina de rupere [N] | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | maximă exterioară | minimă interioară | | Clasa de rezistență a lanțului | |
| | | | | | C | D |
| 14±0,4 | 50±0,5 | 48 | 17 | 3,9 | 250 | 310 |
| (16±0,5) | 64±0,6 | 55 | 20 | 4,9 | 320 | 402 |
| 18±0,5 | 64±0,6 | 60 | 21 | 6,5 | 410 | 510 |
| (20±0,6) | 80±0,8 | 67 | 23 | 7,7 | 500 | 620 |
| (22±0,7) | 86±0,9 | 75 | 26 | 9,4 | 610 | 760 |
| 24±0,8 | 86±0,9 | 79 | 28 | 12,4 | 720 | 900 |
| 26±0,8 | 92±0,9 | 86 | 30 | 14,7 | 850 | 1060 |
| 28±0,9 | 100±1,0 | 93 | 33 | 18,5 | 980 | 1220 |
| 30±0,9 | 108±1,0 | 98 | 34 | 19,2 | 1230 | 1410 |
| 32±1,0 | 114±1,2 | 106 | 37 | 22,0 | 1185 | 1610 |



iar dacă au loc agățări și blocări, forța de tracțiune ce o dezvoltă motoarele este preluată numai de un lanț.

Transportoarele cu un lanț elimină acest neajuns și poate avea curburi cu rază mică și cu devieri pînă la 90°. Dezavantajul principal al acestor transportoare este că racleta, neavînd stabilitate mare, poate căpăta poziții diagonale (oscilații) cînd capetele

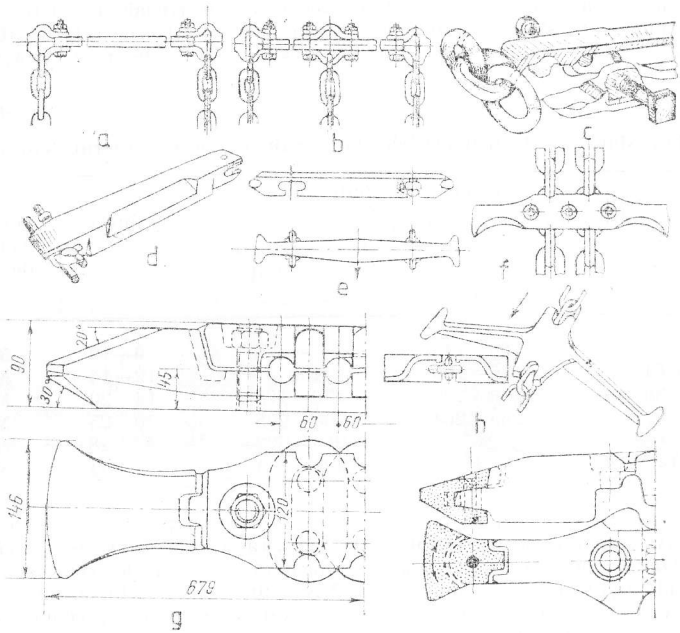



Fig. XXIV.8. Lanțuri cu raclete.

ei întîmpină rezistențe mari la trecerea prin ghidajele jgheaburilor. Pentru acest motiv transportoarele cu un lanț pot fi folosite numai la cărbuni ce au coeficient relativ mic de frecare (îndeosebi la cărbuni grași — huilă) și mai ales la cei care nu au componenți cu tendință mare de lipire și cimentare în ghidajele jgheaburilor.

Racletele se execută prin forjare în matriță și se tratează termic. Distanța între raclete este de 1000—1200 mm, iar cînd se transportă la înclinări mai mari de 16—18°, această distanță se micșorează pînă la 600 mm. La transportoarele cu un lanț care au curburi, distanța $t$ dintre raclete se calculează cu expresia: $t = (2R + l_r) \sin \varphi$ [m], unde $R$ este raza de curbură, m; $l_r$ — lungimea racletei, m; $\varphi$ — unghiul de deviere al direcției traseului.

Jgheaburile se execută din oțeluri manganoase, mangano-silicioase sau cu crom și mangan, care au rezistență la presiune de contact de 700—800 N/mm² și rezistență mare la uzură. Pentru creșterea duratei de viață este necesară călirea capetelor jgheaburilor pe o distanță de 150—200 mm, mai ales în locurile în care freacă lanțurile

sau capetele racletelor în ghidaje. Uneori, se folosește placarea acestor locuri cu plăcuțe de formă specială din oțel cu rezistență foarte mare la uzură, care se sudează în lăcașe prelucrate mecanic. Unele firme încarcă suprafața acestor locuri, cu lățime de 40—50 mm, prin sudură cu aliaje de mare rezistență la uzură. Această soluție, care se realizează cu instalații automate speciale, poate fi folosită atît la jgheaburile noi, cît și la recondiționarea jgheaburilor uzate. Suprafețele pe care freacă lanțurile în ghidaje pe toată lungimea jgheaburilor sau întreaga suprafață interioară a ghidajelor de pe ramura plină la transportoarele cu un lanț se supun unei căliri superficiale prin CIF, pe adîncime de min. 3 mm, care să asigure o rezistență la presiune de contact de 1600 N/mm². Din tabelul XXIV.4 rezultă că prin amplasarea lanțurilor la mijlocul jgheabului se

*Tabelul XXIV.4*

**Dimensiuni ale elementelor jgheaburilor în funcție de calibrul lanțurilor**

| Dimensiunile lanțului [mm] | Înălțimea jgheabului [mm] | | Grosimea tablei de fund [mm] | Dimensiunile șuruburilor de îmbinare |
|---|---|---|---|---|
| | Transportoare cu lanțuri amplasate în ghidaje | Transportoare cu un lanț | | |
| 14×50 | 180—145 | — | 6—10 | M16 |
| 18×64 | 180—190 | 150 | 12—14 | M12 |
| 23×86 | 200—228 | 170—190 | 14—20 | M24 |
| 26×92 | 255—264 | 200—205 | 20—25 | M24—M30 |
| 30×108 | — | 216—222 | 22—28 | M30 |
| 32; 34×114; 120 | — | 222—264 | 25—30 | M30 |

pot folosi lanțuri cu calibru mult mai mare decît în cazul amplasării lanțurilor în ghidaje. Pe jgheaburi se montează, către frontul de lucru, rampe de încărcare, iar către spațiul exploatat borduri pe care se pozează și cablurile și furtunurile combinei, precum și căile de ghidare și tractare a combinei (fig. XXIV.9). Aceste echipamente pot îndeplini și rolul de cale de rulare, de ghidare și de tractare a combinei, precum și de element de legătură între jgheaburi.

În cazul stratelor cu înclinare pînă la 40°, exploatate cu front lung pe direcție și cu avansare ascendentă, transportorul trebuie să aibă pe întregul traseu un schelet metalic în care se așază și care îl menține în poziție aproximativ orizontală, după cum se vede în fig. XXIV.10. Pentru creșterea duratei de viață a jgheaburilor și a lanțurilor trebuie urmărit ca transportorul să aibă curburi cu unghi cît mai mic de deviere a jgheaburilor sau deloc (mai ales în plan orizontal). Viteza lanțurilor este limitată la maximum 1,2—1,4 m/s, atît de eforturile dinamice ce apar la înfășurarea pe stelele de acționare (eforturile dinamice cresc cu micșorarea numărului dinților stelelor), cît mai ales de devierile în plan orizontal al jgheaburilor, cînd apar șocuri puternice la trecerea lanțurilor și racletelor peste îmbinările jgheaburilor. Devierile jgheaburilor trebuie să respecte valorile date de uzina constructoare, dar niciodată nu pot depăși 5° în plan orizontal și 6° în plan vertical.

În cazul susținerii cu stîlpi hidraulici, riparea transportorului se realizează cu împingătoare hidraulice, care au cursa de 700—900 mm (lungimea împingătoarelor este de 1100—1370 mm) și forța maximă de împingere de 50—100 kN.



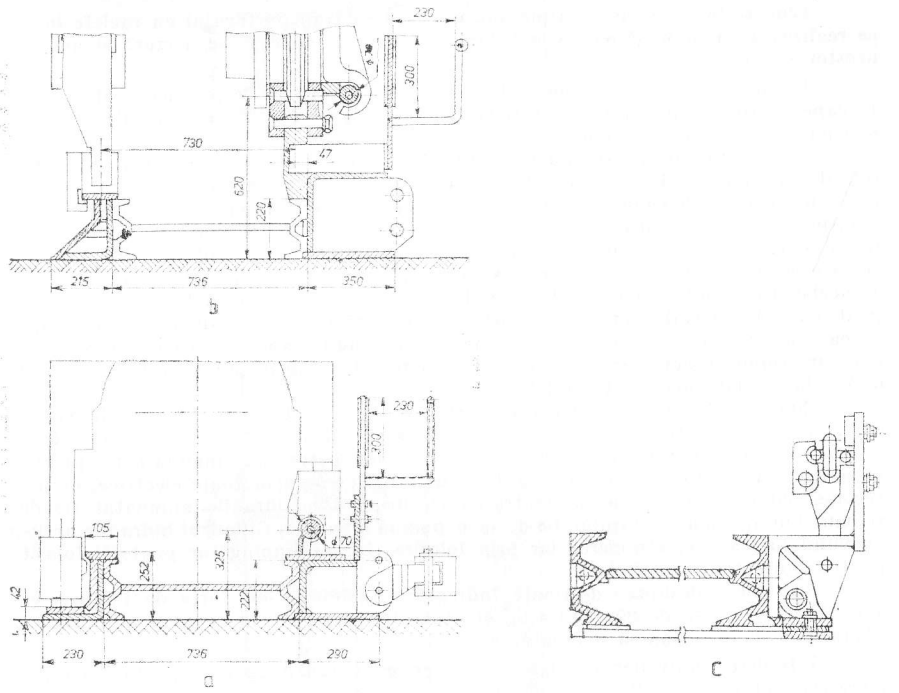



Fig. XXIV.9. Echipamente montate pe părțile laterale ale jgheaburilor:
*a* — cu lanț liber pentru tractarea combinei (TR-7A); *b* — cu cremalieră pentru tractarea combinei (TR-7A); *c* — cu lanț captiv (care îndeplinește rolul de cremalieră) pentru tractarea combinei (firma Halbach Braun).

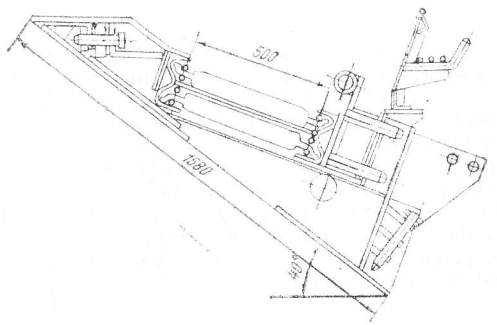



Fig. XXIV.10. Construcția unui transportor pentru straie cu înclinare pînă la 40° și cu exploatare ascendentă.

Cînd se folosesc susţineri mecanizate, riparea transportorului cu raclete în front se realizează cu împingătoarele secţiilor de susţinere, cu care se asigură şi avansarea acestor secţii.

Riparea capului de acţionare se face cu sisteme speciale păşitoare. Mai modern, la capetele abatajului se folosesc secţii speciale de susţinere pentru intersecţii, care asigură şi riparea capetelor transportorului.

Întinderea lanţurilor este de dorit să se facă cu o forţă controlată, întrucît întinderea cu o forţă mai mare decît cea necesară din condiţia unei bune angrenări a lanţurilor pe stele conduce la apariţia de sarcini dinamice mari, îngreunează pornirea transportorului, provoacă creşterea uzurilor, reclamă putere instalată mai mare, îngreunează scoaterea clichetului de blocare al mecanismului de întindere (cînd întinderea se face cu motorul) şi nu permite slăbirea ulterioară necesară demontării lanţului. În acelaşi timp, la transportoarele cu un lanţ, întinderea trebuie să fie suficient de mare pentru a asigura stabilitatea racletelor şi a evita răsucirea şi ieşirea lor din ghidajele jgheabului. Pentru acest motiv, unele transportoare au la capul de întoarcere (şi în cazul cînd au grupuri de acţionare) sisteme de întindere hidraulice ce menţin întinderea controlată a lanţurilor chiar în timpul lucrului.

Cînd capul de întoarcere al transportorului nu are sistem pentru întinderea lanţurilor, această operaţie se poate realiza fie cu ajutorul stelelor de acţionare antrenate în sens invers prin intermediul reductorului (cu un motor sau manual), fie pe traseu cu ajutorul unor dispozitive speciale. Faţă de întinderea cu motoare electrice, mult mai recomandabilă este întinderea pe traseu cu dispozitiv hidraulic alimentat fie de la reţeaua hidraulică a abatajului, fie de la o pompă manuală. Cilindrul hidraulic al dispozitivului lucrează la strîngere, iar prin folosirea lui ca împingător poate fi folosit şi pentru îndreptarea racletelor.

Cricurile hidraulice destinate îndreptării racletelor au forţa de împingere de 100—150 kN, cursa de 80—130 mm, şi sînt alimentate de la reţeaua hidraulică din abataj sau de la o pompă manuală.

Întinderea lanţurilor se poate face şi cu un troliu pneumatic portabil cu cablul (care este folosit şi la alte operaţii), printr-un sistem de scripeţi.

## 2.2. TRANSPORTOARE CU RACLETE PENTRU LUCRĂRI MINIERE ŞI ABATAJE CAMERĂ

*Transportorul reîncărcător cu raclete* din galeria de bază preia cărbunele de la transportorul din abatajul cu front lung şi îl redă transportorului cu bandă din galerie.

În fig. XXIV.11,*a*, transportorul cu raclete se deplasează peste transportorul cu bandă, spunîndu-i-se şi *transportor călăreţ*, eliminîndu-se operaţia de scurtare. Partea de telescopare a transportorului cu raclete are role ce se deplasează pe şine suspendate (pe stîlpi sau de tavan) sau are picioare prevăzute cu roţi de cale ferată. Aceste transportoare au lungime maximă totală 65 m, iar lungimea maximă a părţii în consolă 45 m. Deplasarea transportorului cu raclete odată cu avansarea frontului se realizează cu doi cilindri hidraulici prevăzuţi cu sistem de avansare pe lanţuri, care sînt ancorate pe părţile laterale ale galeriei. Sistemul de avans asigură ancorarea transportorului cînd galeria este înclinată.



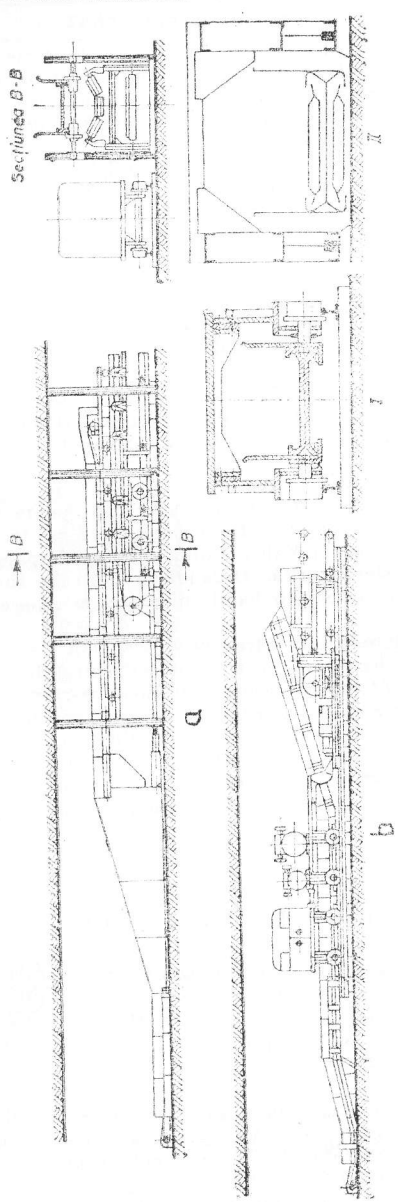



Fig. XXIV.11. Scheme de lucru cu deplasarea transportorului reîncărcător odată cu avansarea frontului abatajului:

*I* — varianta cu deplasare pe cale ferată provizorie; *II* — varianta cu deplasare direct pe vatră.

În fig. XXIV.11,*b*, transportorul reîncărcător are lungime mică și descarcă pe un transportor cu bandă extensibil. În acest caz, capul de întoarcere al transportorului cu bandă împreună cu transportorul cu raclete formează un ansamblu unitar cu sistem propriu de avans cu cilindri hidraulici. Avansarea transportorului cu raclete și scurtarea celui cu bandă poate avea loc chiar în timpul funcționării lor, iar sistemul de întindere al transportorului cu bandă asigură întinderea și înmagazinarea benzii.

Transportoarele reîncărcătoare cu raclete au debite mari, pînă la 1000—1500 t/h, ceea ce reprezintă aproape pînă la de două ori debitul transportorului din abataj, aceasta realizîndu-se prin folosirea de borduri pe ambele părți și viteză peste 1 m/s.

Pentru ca transportorul din abataj să descarce în condiții bune pe cel din galerie, acestea pot fi legate între ele articulat.

Cînd în abataj rezultă bulgări mari de cărbune ce nu pot fi transportați pe transportorul cu bandă, se instalează pe transportorul cu raclete reîncărcător un spărgător de bulgări (fig. XXIV.12), care are un capăt articulat, iar celălalt capăt de intrare sprijinit pe doi cilindri de amortizare. Organul de lucru este format dintr-un arbore orizontal pe care sînt montate ciocane spărgătoare. Grupul de acționare, care este montat lateral pe șasiu, are construcție flanșată analog grupurilor de acționare ale transportoarelor cu raclete, la care cuplajul hidraulic poate lipsi. Turația arborelui este de 130—250 rot/min, iar viteza periferică a ciocanelor de 5—10 m/s. Schimbarea granulației se realizează prin variația înălțimii secțiunii de trecere, între 150 și 500 mm.

*Spărgătorul de bulgări tip SBH-600* (fig. XXIV.13) poate concasa bulgări cu duritate pînă la 12 000 N/cm² și este destinat să lucreze pe transportoarele TR-3, TR-4, TR-6 și TR-7 în condițiile din Valea Jiului, unde pot apărea bulgări de intercalații sterile grezoase sau de sferosiderită. Organul de lucru are turația 510 rot/min și este prevăzut cu patru ciocane interschimbabile montate pe arbore prin pene longitudinale.

Înălțimea de trecere este reglabilă între 150 și 390 mm. Concasorul este prevăzut cu sistem de stropire asupra ciocanelor, pentru reducerea prafului. Schema electrică a acestui concasor permite : decuplarea concasorului în cazul deschiderii în timpul mersului a capacelor de vizitare ; decuplarea concasorului în cazul înțepenirii rotorului, printr-un releu de viteză ; posibilitatea de funcționare a concasorului în cazul decuplării transportorului pentru lichidarea eventualelor aglomerări de bulgări în fața concasorului ; presemnalizarea acustică și optică a pornirii concasorului ; interblocarea concasor-transportor care să nu permită funcționarea transportorului fără concasor.

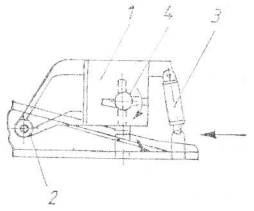



Fig. XXIV.12. Schema unui spărgător de bulgări cu șasiul suspendat articulat :

*1* — șasiul spărgătorului ; *2* — articulație ; *3* — cilindrii de amortizare ; *4* — organul de lucru cu ciocane.

În amonte de concasor se montează un ecran de protecție la o distanță de 3—5 m. Porțiunea dintre ecran și concasor se acoperă cu plasă metalică. Sistemul de comandă trebuie să permită oprirea concasorului din orice punct de pe traseul transportorului reîncărcător.



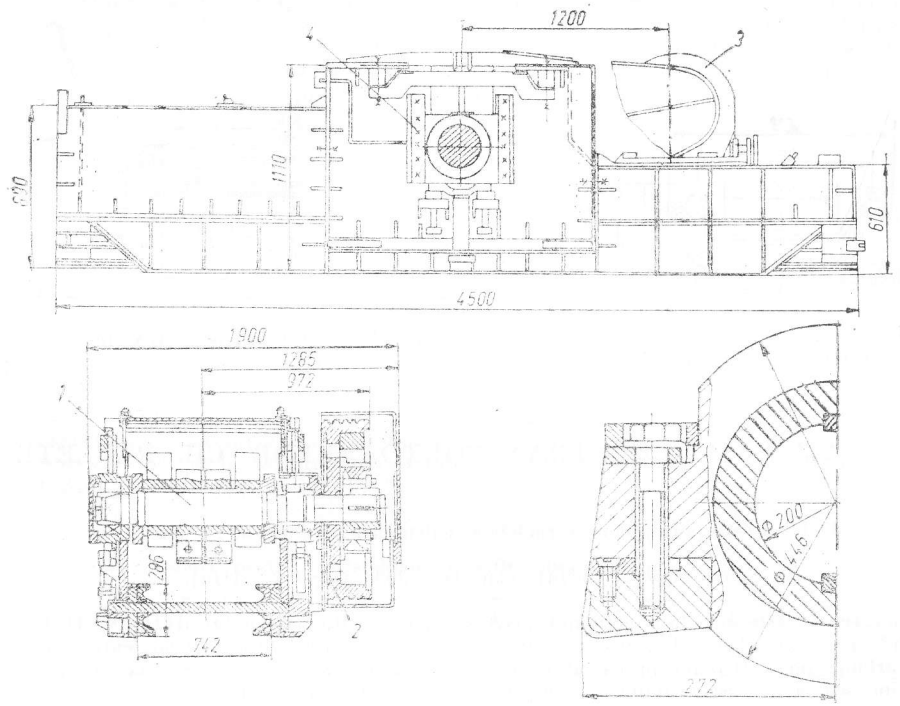



Fig. XXIV.13. Spărgător de bulgări tip SBH-6000, care se fabrică la Întreprinderea „Unio" Satu Mare :

*1* — rotor cu ciocane ; *2* — fulie antrenată cu curele ; *3* — motor electric de antrenare ; *4* — dispozitiv de reglare a înălțimii de trecere.

Pentru abatajele cameră și preabatajele acestora se folosesc *transportoare de tip ușor*. Exemplu de astfel de transportor este tipul *TP-2* (fig. XXIV.14) care se fabrică la Întreprinderea „Unio" Satu Mare și care are un singur lanț cu eclise, iar jgheabul superior și cel inferior reprezintă elemente separate ce se suprapun și au lungimea de 2 m. Debitul este de 40 t/h, puterea motorului 5,5 kW, iar capul de întoarcere are sistem de întindere cu șuruburi.

Cînd în abatajele frontale cu lungime mică se folosește *transportorul TR-2*, în preabataje se folosește tot acest tip de transportor (fig. XXIV.15). Transportoarele TR-2 se utilizează și în preabatajele abatajelor cameră din Valea Jiului.

Pe galeriile de pregătire cu vatră neuniformă se folosesc și transportoare cu raclete blindate TR-5 și TR-7, la care se montează borduri pe ambele părți.

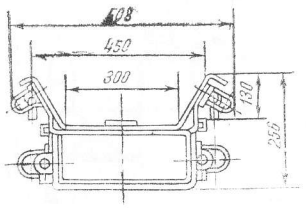



Fig. XXIV.14. Secțiune prin transportorul cu raclete TP-2.

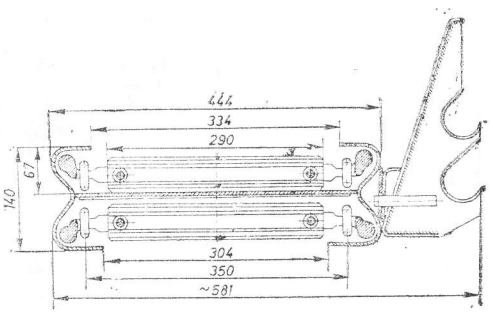



Fig. XXIV.15. Secțiune prin transportorul cu raclete TR-2.

## 2.3. CALCULUL TRANSPORTOARELOR CU RACLETE

Debitul transportoarelor cu raclete se calculează cu expresia :

$$Q = 3600\, A_0 v k_1 k_2 \ [\mathrm{m^3/h}] \quad \text{sau} \quad Q = 3600\, A_0 v \rho\, k_1 k_2 \ [\mathrm{t/h}],$$

în care : $A_0$ este suprafața secțiunii transversale a încărcăturii de material (fig. XXIV.16), $\mathrm{m^2}$ ; $v$ — viteza lanțurilor, m/s ; $\rho$ — masa volumică a materialului în vrac, care pentru cărbune poate fi luată în calcul egală cu 0,85 $\mathrm{t/m^3}$ ; $k_1 = 0{,}6 \ldots 0{,}8$ — coeficient ce ține seama de discontinuitatea curentului de material, de volumul pe care îl ocupă

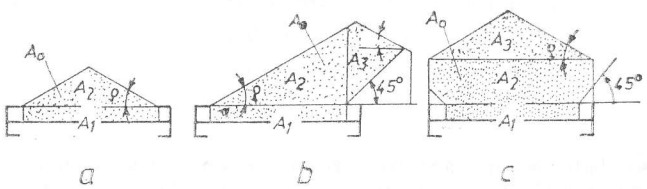



Fig. XXIV.16. Schema secțiunilor transversale prin încărcătura de material.

*a* — transportor fără bordură ; *b* — transportor cu o bordură ; *c* — transportor cu două borduri pentru galerii.

lanțurile cu raclete și de faptul că materialul de lîngă bordurile laterale are viteză mai mică decît cel care se află deasupra lățimii libere a jgheabului ; $k_2$ — coeficient ce ține seama de unghiul $\beta$ de înclinare a transportorului și care, pentru $\beta$ egal cu $-10°$ ; $-5°$ ; $+10°$ și $+20°$, are valori corespunzătoare de 1,5 ; 1,3 ; 0,7 și 0,3.



Suprafața $A_0 = \Sigma A_i$ și se calculează după schemele din fig. XXIV.16, unde linia de separare între materialul în mișcare și materialul în repaus din colțurile bordurilor poate fi considerată o dreaptă înclinată la 45°. Unghiul de taluz pentru cărbune este $\rho \approx 30°$. Debitul transportoarelor din abataj trebuie să fie cu 10—15 % mai mare decît productivitatea maximă a combinei pe minut.

Greutatea încărcăturii cu material pe metru liniar de transportor se calculează cu expresia :

$$q = \frac{Qg}{3{,}6\, v} \quad [\mathrm{N/m}],$$

în care $Q$ este debitul transportorului, t/h ; $g = 9{,}81$ $\mathrm{m/s^2}$ — accelerația gravitațională.

Rezistențele la mișcare pe cele două ramuri ale transportorului se calculează cu expresiile :

— pentru ramură plină : $F_p = (qw + q_0 w')L \cos\beta \pm (q + q_0)L \sin\beta$ [N] ;

— pentru ramura goală : $F_g = q_0 L(w' \cos\beta \mp \sin\beta)$ [N],

în care : $q_0$ este greutatea pe metru liniar a lanțurilor cu raclete, N/m ; $L$ — lungimea transportorului sau lungimea porțiunii pentru care se face calculul, m ; $w$ și $w'$ — rezistențele specifice la mișcare ale materialului și ale lanțurilor cu raclete, pentru care sînt date valori în tabelul XXIV.5.

*Tabelul XXIV.5*

**Valori pentru rezistențele specifice la mișcare $w$ și $w'$**

| Construcția jgheaburilor | Condiții de lucru | Pentru huilă | | Pentru lignit | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | $w$ | $w'$ | $w$ | $w'$ |
| J gheaburi cu ghidaje (blindate)* | Vetre fără ondulații | 0,7—0,8 | 0,4—0,5 (0,3—0,4) | 1,0—1,2 | 0,5—0,6 (0,4—0,5) |
| | Vetre cu ondulații | 1,0—1,2 | 0,5—0,6 (0,4—0,5) | 1,3—1,5 | 0,6—0,7 (0,5—0,6) |
| Jgheaburi fără ghidaje | Vetre fără ondulații | 0,5 | 0,3 | 0,7 | 0,4 |

*) Valorile maxime se adoptă pentru cazul cînd transportorul are curburi în plan orizontal. Valorile din paranteze sînt pentru cazul cînd ramura inferioară este închisă.

Pentru termenul al doilea din expresia lui $F_p$ se ia semnul plus pentru transportul în sus și minus pentru transportul în jos, iar în expresia lui $F_g$ se ia invers.

Rezistențele date de înfășurarea lanțurilor pe stelele libere de la capul de întoarcere sau din zonele curbe se calculează în funcție de eforturile $S_i$ din lanțuri la înfășurarea pe aceste stele, respectiv la intrarea în curbă, după cum urmează :

$$F_{st} = (k_s - 1)S_i \quad [\mathrm{N}],$$

unde : $k_s$ este coeficient ce ține seama de rezistențele date de stele cînd are valoarea 1,08...1,11 sau din zonele curbe, cînd are valoarea 1,03...1,06.

Rezultă că eforturile din lanțuri în punctul de desfășurare de pe stele libere sau la ieșire din curbe se calculează cu expresia:

$$S_d = k_s S_t \quad [N].$$

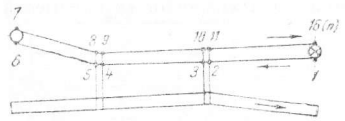


Fig. XXIV.17. Notarea pe contur a punctelor în vederea calculului eforturilor din lanțuri.

Cunoscînd cum se pot calcula rezistențele la mișcare de orice natură, se pot determina eforturile din lanțuri în orice punct de pe contur. Calculul începe de obicei din punctul *1* de desfășurare de pe stelele motoare, după cum urmează (fig. XXIV.17):

$S_1 = 2000 \ldots 5000$ N (crește odată cu calibrul și numărul lanțurilor)

$S_2 = S_1 + F_{1-2}$

$S_3 = S_2 k_s$

. . . . . .

$S_n = S_{n-1} + F_{(n-1)-n}$

Calculul analitic se recomandă să fie însoțit și de întocmirea diagramei desfășurate a eforturilor din lanțuri, după cum se vede în fig. XXIV.18.

La examinarea valorilor obținute analitic, precum și la construirea diagramei eforturilor, trebuie ținut seama de faptul că, în orice punct de pe contur, eforturile nu pot fi negative, întrucît lanțurile sînt organe de tracțiune flexibile. În afară de aceasta, în punctele de înfășurare și desfășurare de pe stele, eforturile din lanțuri trebuie să nu coboare sub o anumită valoare minimă. Pentru acest motiv, în cazul cînd efortul minim din lanțuri se află într-un alt punct decît punctul *1*, se adoptă valoarea de 2000—5000 N pentru acest punct de efort minim și se reface calculul analitic în sus și în jos, pornind de la acest punct, iar în diagramă se coboară linia corespunzător acestei valori.

Avînd efortul maxim ce apare în lanțuri, atît din calculul analitic cît și din diagramă, se face verificarea la rupere a lanțurilor cu expresia:

$$S_{max} \leqslant \frac{S_r n}{Kk} \quad [N],$$

în care: $S_r$ este efortul la rupere a unui lanț, N; $n$ — numărul lanțurilor; $K$ — coeficient de siguranță la rupere a lanțurilor ce ține seama și de sarcinile dinamice suplimentare și se ia în limitele 6—8; $k$ — coeficient ce ține seama de repartizarea neuniformă a sarcinilor între lanțuri: cînd transportorul are un singur lanț $k = 1$, cînd are două lanțuri $k = 1{,}2$ și cînd are trei lanțuri $k = 1{,}4$.

Pentru coeficientul de siguranță $K$ se ia valoarea minimă 6 cînd transportorul are grupuri de acționare numai la un cap, iar valoarea maximă 8 cînd are grupuri la ambele capete. În ultimul caz, dacă lanțurile agață și se blochează înaintea stelelor de la capul de descărcare, în lanțuri apar eforturi dezvoltate de motoarele de la ambele capete ale transportorului minus rezistențele la mișcare de pe ramura goală $F_g$.



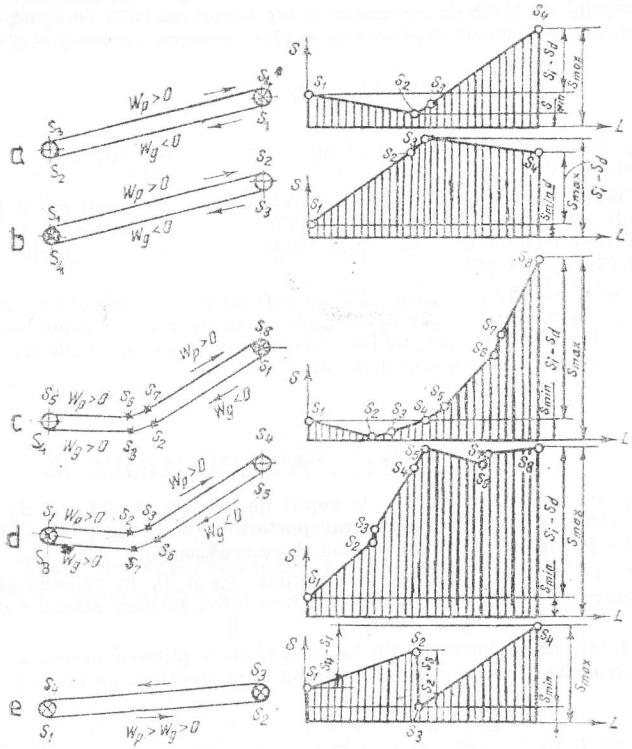


Fig. XXIV.18. Exemple de construire a diagramei eforturilor ce apar în lanțuri:

*a* și *b* — transportor drept cu un singur cap de acționare; *c* și *d* — transportor cu curburi pe traseu și cu un cap de acționare; *e* — transportor drept și cu două capete de acționare.

Puterea necesară instalată a transportorului se calculează cu expresia:

$$P = \frac{F_0 v c}{1000\,\eta_t} \quad [kW],$$

în care: $v$ este viteza lanțurilor, m/s; $c$ — coeficient ce ține seama de deplasarea punctului de încărcare pe traseul transportorului (în cazul transportoarelor din abataj cu front lung), de pauzele în lucru, de încărcarea neuniformă a motoarelor etc. și are următoarele valori: cînd încărcarea se face la capul transportorului $c = 1$, iar cînd punctul de încărcare se deplasează pe lungul transportorului $c = 0{,}7$ dacă transportorul

are un motor și $c = 0{,}9$ dacă are mai multe motoare; $\eta_t$ — randamentul transmisiei, inclusiv al arborelui cu stele de acționare și are valori de 0,75—0,8; $F_0$ — forța de tracțiune la periferia stelelor de acționare ce o preia arborele cu stele, N:

$$F_0 = S_i - S_d \quad [\mathrm{N}],$$

unde: $S_i$ și $S_d$ sînt eforturile din lanțuri în punctele de înfășurare și de desfășurare de pe stelele motoare.

Cînd pe ramura goală apar rezistențe mari la mișcare, cum este cazul la transportoarele orizontale sau la cele care lucrează pe înclinare în jos, în scopul reducerii eforturilor din lanțuri se recomandă a se monta grupuri de acționare la ambele capete ale transportorului (fig. XXIV.18).

Plecînd de la condiția ca grupurile de acționare de la capul de descărcare să preia rezistențele la mișcare de pe ramura plină, iar cele de la capul de întoarcere de pe ramura goală, rezultă că puterile instalate la cele două capete ale transportorului sînt de dorit să se afle în următorul raport:

$$\frac{P_d}{P_i} = \frac{\Sigma F_p}{\Sigma F_g},$$

unde: $P_d$ și $P_i$ sînt puterile instalate la capul de descărcare și la cel de întoarcere, suma lor reprezentînd puterea instalată a transportorului ($P = P_d + P_i$): $\Sigma F_p$ și $\Sigma F_g$ — suma rezistențelor la mișcare pe ramura plină și pe cea goală.

Rotunjirea în plus sau în minus a puterilor $P_d$ și $P_i$ în vederea alegerii grupurilor de acționare de puteri standardizate se face luînd în plus pentru valoarea care este mai mică dintre $P_d$ și $P_i$ și invers.

Cînd nu interesează eforturile din lanțuri, ci doar puterea necesară instalată a transportorului, aceasta se poate calcula în primă aproximație și cu formula:

$$P = P_d + P_i = \frac{\Sigma F_p v k_1 c}{1000\,\eta_t} + \frac{\Sigma F_g v k_1 c}{1000\,\eta_t} = \frac{(\Sigma F_p + \Sigma F_g)\, v k_1 c}{1000\,\eta_t} \quad [\mathrm{kW}],$$

în care: $k_1 = 1{,}1 \ldots 1{,}2$ este coeficient ce ține seama de rezistențele suplimentare date de stelele libere de întoarcere și de ondulațiile în plan vertical și orizontal ale transportorului.

Pornind de la această expresie a puterii și de la formulele de calcul ale lui $F_p$ și $F_g$, se poate stabili lungimea maximă a unui transportor cu o anumită putere instalată $P$, după cum urmează:

$$L_{max} = \frac{1000\,P\eta_t}{v k_1 c[(qw + 2q_0 w')\cos\beta \pm q \sin\beta]} \quad [\mathrm{m}],$$

unde $\beta$ este unghiul mediu de înclinare a transportorului.

La proiectare trebuie să se asigure corelarea între puterea maximă instalată la unul din capetele transportorului și rezistența la rupere a lanțurilor.



Considerînd că efortul din lanțuri la desfășurarea de pe stelele de acționare nu depășește 10% din efortul maxim din punctul de înfășurare pe aceste stele, se poate scrie că:

$$S_r = 1{,}1\,Kk\,\frac{F_0}{n} = 1{,}1\,Kk\,\frac{1000\,P_{max}\eta_t}{nv} \quad [\mathrm{N}]$$

unde: $S_r$ este efortul necesar la rupere a unui lanț, N; $K = 6 \ldots 8$ — coeficient de siguranță la rupere; $k = 1{,}0$; 1,2 sau 1,4 — coeficient ce ține seama de repartizarea sarcinilor între lanțuri (pentru unu, două sau trei lanțuri); $F_0$ — forța de tracțiune la periferia stelelor de acționare dezvoltată de către motoare la o încărcare nominală, N; $n$ — numărul lanțurilor; $P_{max}$ — puterea maximă instalată la capătul transportorului, kW.

Cînd $F_0$ se calculează în funcție de momentul maxim la supraîncărcare (alunecare) a motoarelor sau cuplajelor hidraulice, pentru coeficientul de siguranță se poate lua valoarea $K = 3$ cînd transportorul are un singur cap de acționare și $K = 4$ cînd are două capete de acționare.

# 3. TRANSPORTOARE CU BANDĂ PE ROLE

## 3.1. TRANSPORTOARE CU BANDĂ PE ROLE FOLOSITE ÎN SUBTERAN

Transportoarele cu bandă pe role reprezintă mijlocul de transport cel mai larg utilizat pe galerii și plane înclinate în minele de cărbuni. În unele bazine carbonifere, cum este bazinul Motru, precum și alte bazine de lignit, transportul se execută integral pînă la suprafață, numai cu astfel de transportoare. Întrucît în cazul rocilor tari și în bucăți mari are loc o intensă uzură a benzii, aceste transportoare se întîlnesc pe scară mai redusă la minele de minereuri, preferindu-se îndeosebi transportul pe plane înclinate, sau chiar cu transportoare magistrale pe orizontală, cînd distanța de transport nu este mare, cu condiția ca minereul să nu fie în bucăți mari (sub 0,2 din lățimea benzii).

Folosirea transportoarelor cu bandă este economică atunci cînd debitul este de minimum 200 t/h, iar timpul de funcționare este de minimum 3000—5000 h/an (crește cu capacitatea și lungimea de transport). Cheltuielile de transport pe tonakilometrică scad foarte mult odată cu creșterea debitului, îndeosebi dacă odată cu debitul crește și lungimea de transport. Aceste cheltuieli scad în măsură redusă cînd distanța de transport depășește lungimea maximă a transportorului. În același timp, odată cu creșterea înclinării traseului, aceste cheltuieli cresc în măsură redusă.

În funcție de destinație aceste transportoare pot fi *semistaționare* și *staționare*. Cele semistaționare se folosesc pe galerii de pregătire din limitele sectorului, au durată de lucru pînă la 1—2 ani și viteză de 1—2 m/s și trebuie să permită lungiri sau scurtări periodice odată cu deplasarea frontului, prin scoaterea cîte unui tronson de bandă, să se poată înscrie în variațiile de înclinare ale galeriei și să se poată monta și demonta ușor (de dorit fără șuruburi). Cînd permit lungiri sau scurtări continui aceste transpor-

toare se numesc *extensibile*. Dacă au lungime mică, ambele stații de cap (sau cel puțin stația de întoarcere) pot fi montate direct pe vatră (fără fundații din beton).

Transportoarele staționare se folosesc pe lucrările miniere principale de deschidere orizontale și înclinate și au durată mare de lucru (peste 2—3 ani), construcție solidă și rigidă, viteză de transport de 2—4,5 m/s, putere instalată pînă la 11 000 kW, sisteme de întindere cu reglare automată, stațiile de cap montate întotdeauna pe fundații de beton și lungimi mari (de cîțiva kilometri). În Anglia, la o mină cu adîncimea de 1000 m, transportul pînă la suprafață și în continuare pînă la uzina de preparare se face cu un transportor cu lungimea de 15 km, care are o singură tobă motoare cu diametrul de 2700 mm, acționată direct de două motoare de curent continuu a cîte 5500 kW și cu reglare a vitezei de la zero la 8,5 m/s. În Sahara există o linie de transportoare așezate în serie cu lungimea totală de 100 km.

În practică se întîlnesc frecvent transportoare semistaționare folosite ca transportoare staționare, care se deosebesc în principal prin calitatea montajului și eventual prin sistemul de întindere.

*Transportoarele cu bandă tip TMB* (transportor minier cu bandă), ce se fabrică de Întreprinderea „UNIO" Satu Mare, lucrează atît ca transportoare semistaționare cît și staționare și sînt destinate să transporte cărbune pe lucrări miniere sub unghi de $-3\ldots+18°$ (tabelul XXIV.6). Toate cele trei tipuri TMB-800, TMB-1000 și

*Tabelul XXIV.6*

**Transportoare miniere cu bandă (TMB) montate pe cabluri, fabricate la Întreprinderea „UNIO" Satu Mare**

| Tipul transportorului | TMB 800 S *)<br>TMB 800 T | TMB-1000 S *)<br>TMB-1000 T | TMB-1200 S *)<br>TMB-1200 T |
|---|---|---|---|
| Lățimea benzii, mm | 800 | 1000 | 1200 |
| Debitul maxim, t/h | 200 | 460 ; 600 | 800 ; 1100 |
| Viteza benzii, m/s | 1,6 | 2,0 ; 2,5 | 2,5 ; 3,0 |
| Rezistența la rupere a benzii, kN | 600 | 1000 | 1920 |
| Granulația maximă a cărbunelui, mm | 300 | 500 | 600 |
| Numărul tobelor motoare | 2 | 2 | 2 |
| Numărul maxim și puterea motoarelor, kW | 4×22 | 4×37 ; 4×55 | 4×75 ; 4×100 |
| Diametrul tobelor motoare și de deversare, mm | 400 | 500 | 630 |
| Tipul reductorului | 2CH—N—200×20 | 2CH—N—250×20<br>2CH—N—250×16 | 2CH—N—320×20<br>2CH—N—320×16 |
| Tipul cuplajului hidraulic | CH—420—MA | CH—420—MA | CH—500—MA |
| Diametrul rolelor de pe ramură plină, mm | 89 | 108 | 133 |
| Înclinarea rolelor laterale, grd | 20 | 25 | 30 |
| Diametrul rolelor de întoarcere, mm | 89 | 89 | 108 |
| Lungimea maximă pe orizontală, mm | 840 | 1000 | 920 |

*) S — suspendat (de grindă); T — pe teren (montat pe vatră).



TMB-1200, cu lățime corespunzătoare a benzii de 800, 1000 și 1200 mm, au aceeași construcție de traseu (fig. XXIV.19). Cele trei role de pe ramura plină sînt montate în ghirlande suspendate pe cabluri. Pe ramura goală, transportorul TMB-800 are cîte o rolă, iar transportoarele TMB-1000 și TMB-1200 au cîte două role în ghirlandă montate pe suporții de susținere a cablurilor. Suporții și respectiv transportorul se poate monta pe vatră (pe teren), sau poate fi suspendat la tavan. Distanța între suporți (respectiv între rolele de pe ramura goală) este egală cu de patru ori distanța între ghirlandele cu role de pe ramura plină. La intervale de 50 m, pe ambele ramuri sînt prevăzute role verticale pentru centrarea benzii.

Cablurile au diametrul de 16 mm, cînd banda are lățimea de 800 mm și de 19 mm, cînd banda are lățimea de 1000 și 1200 mm. La transportoare staționare se recomandă cabluri cu diametru mai mare, care se întind mai puternic. Forța minimă necesară de întindere a unui cablu se calculează cu expresia:

$$F = \frac{(q + q_0 + 2q_c + q_r)l^2}{16\,f} \quad [\mathrm{N}]$$

în care: $q$, $q_0$, $q_c$ și $q_r$ este greutatea pe metru liniar a materialului, a benzii a unui cablu și a rolelor, N; $l$ — distanța între doi suporți de sprijin, m; $f \leqslant 0{,}02 \cdot l$ — săgeata cablului, m.

Lungimea cablurilor este de 80 m, dar uneori ajunge pînă la 800 m, ceea ce îmbunătățește rectiliniaritatea transportorului.

Cînd transportorul este suspendat la tavan, cablurile de pe traseu pot acoperi și zona capului de acționare, ceea ce de asemenea îmbunătățește rectiliniaritatea. Întinderea cablurilor se realizează progresiv pe toată lungimea transportorului deodată.

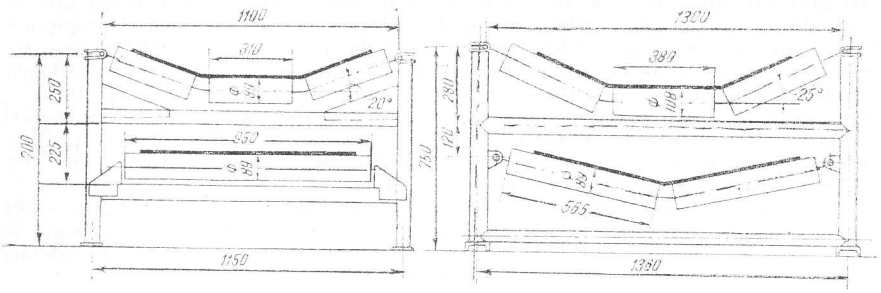
În practică transportoarele TMB-1000 și TMB-1200 sînt folosite ca transportoare staționare, iar transportorul TMB-800 (uneori și TMB-1000) ca transportor semistaționar.

La cerere, toate cele trei tipuri de transportoare pot fi executate și în varianta cu longeroane rigide din profil U cu lungime de 3 m, care permite scurtări sau lungiri ale transportorului (de exemplu odată cu deplasarea abatajului).

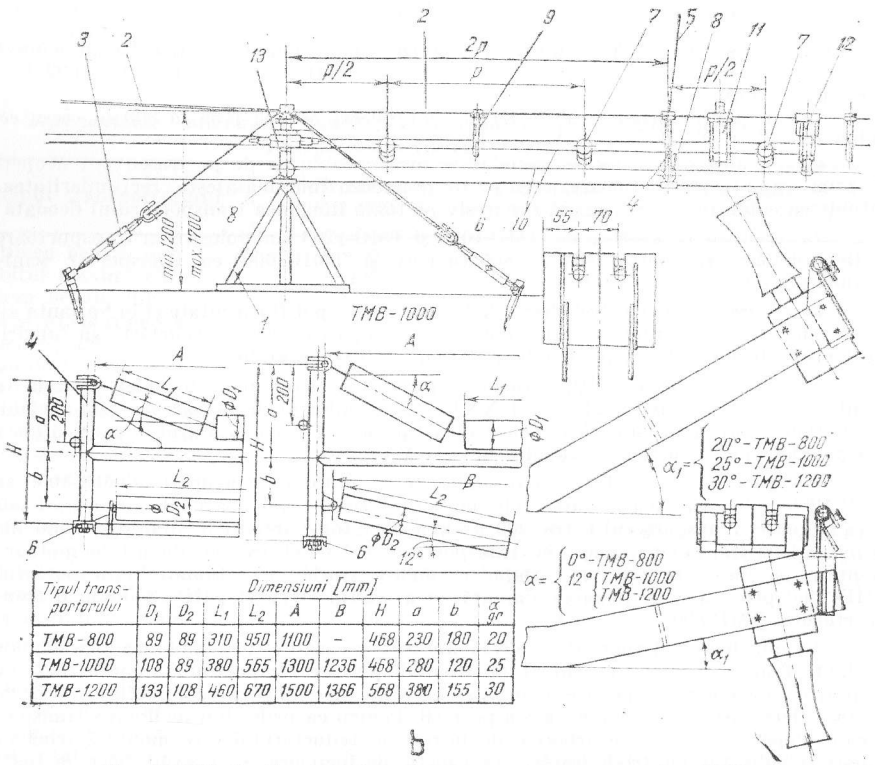
La transportoarele TMB, acționarea precum și sistemul de întindere se află la capul de descărcare (fig. XXIV.20 și XXIV.21). Tamburul de descărcare este reglabil pe înălțime și prevăzut cu curățitor de bandă tip raclet ă, iar sub brațul în consolă (care este și telescopic) se află un traductor de viteză.

Transportoarele TMB au cîte două tobe motoare cauciucate (TMB-1000 și TMB-1200 pot avea pînă la patru tobe motoare), iar fiecare tobă poate avea unul sau două motoare. Transportorul TMB-1200 are cele două tobe motoare montate independent, formînd două stații de acționare, iar transportorul TMB-800 are cele două tobe motoare montate pe un șasiu comun, formînd o singură stație de acționare. Transportorul TMB-1000 poate avea acționarea similară cu a transportorului TMB-1200 sau a transportorului TMB-800.

Grupurile de acționare (fig. XXIV.22) se cuplează cu toba motoare prin cuplaje cu lanț. Transportorul este echipat cu sistem de pornire temporizată a motoarelor, cu dispozitive de oprire de pe traseu în caz de avarie și semnalizarea punctului de deconectare și cu sistem de semnalizare a pornirii. Pentru cazurile cînd înclinarea transportorului depășește 6—8°, pe arborele de intrare al reductorului este montată frînă cu saboți și ridicător electro-hidraulic. În funcție de înclinare, se prevăd frîne la toate grupurile de acționare sau numai la o parte din acestea.




a




| Tipul transportorului | Dimensiuni [mm] | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | $D_1$ | $D_2$ | $L_1$ | $L_2$ | A | B | H | a | b | α gr |
| TMB-800 | 89 | 89 | 310 | 950 | 1100 | – | 468 | 230 | 180 | 20 |
| TMB-1000 | 108 | 89 | 380 | 565 | 1300 | 1236 | 468 | 280 | 120 | 25 |
| TMB-1200 | 133 | 108 | 460 | 670 | 1500 | 1366 | 568 | 380 | 155 | 30 |

b

Fig. XXIV.19. Construcţia de traseu a transportoarelor TMB:

*a* — montate pe vatră (pe teren); *b* — suspendate la tavan; *1* — picior de ancorare; *2* — cabluri de traseu; *3* — întinzător cu filet dreapta-stînga; *4* — suport intermediar de suspendare; *5* — cabluri de suspendare la tavan; *6* — cabluri rigidizate; *7* — role superioare; *8* — role inferioare; *9* — distanţier; *10* — banda; *11* — suport cu role laterale pentru centrarea benzii superioare; *12* — suport cu role laterale pentru centrarea benzii inferioare *13* — întrerupător pe traseu; $p = 1{,}0$; 1,25 sau 1,6 m.

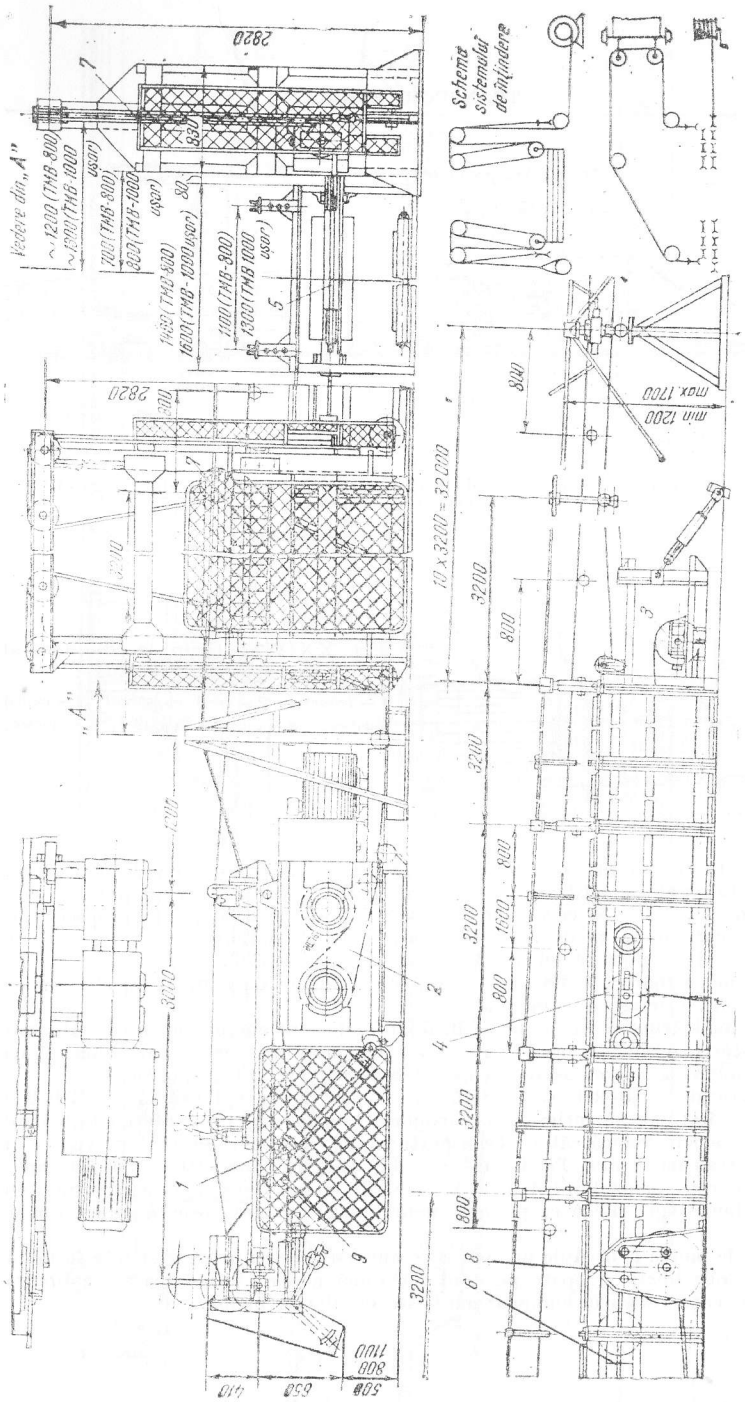



Fig. XXIV.20. Staţia de acţionare şi de întindere a transportorului TMB-800:

*1* — ansamblul capului de deversare; *2* — acţionarea; *3* — tambur fix; *4* — tobă mobilă de întindere; *5* — cablu flexibil 14-6×24-160; *6* — opritor; *7* — ansamblu contragreutate; *8* — troliu manual; *9* — traductor de viteză magneto-inductiv.

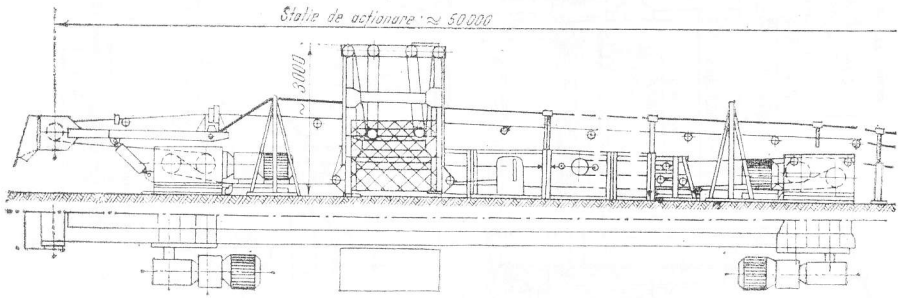



Fig. XXIV.21. Stația de acționare și de întindere a transportoarelor TMB-1000G și TMB-1200.

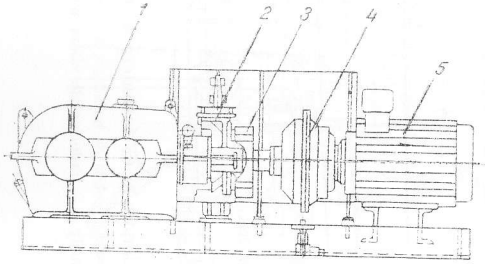



Fig. XXIV.22. Grup de acționare al transportoarelor TMB:
*1* — reductor; *2* — frînă cu saboți; *3* — cuplaj guriflex; *4* — cuplaj hidraulic; *5* — motor.

Pentru diferite condiții concrete, Intreprinderea „UNIO" Satu Mare execută transportoare staționare magistrale cu lățimea benzii pînă la 1400 mm și cu una sau două tobe de acționare, la care toba de descărcare este și de acționare. La înclinări foarte mari, transportorul poate avea o singură tobă de acționare (care este și de descărcare) pe care banda se înfășoară cu un unghi de 270°.

Toate transportoarele TMB au sistemul de întindere cu contragreutate sau cu un troliu (acționat electric sau manual).

În cazul înclinărilor mari (pe plane înclinate), cînd întinderea benzii se realizează în principal datorită greutății proprii a benzii de pe ramura goală, se recomandă ca sistemul de întindere să se amplaseze la capătul de întoarcere al transportorului.

Transportorul TMB-800 se execută și în varianta extensibilă TMBE-800 (fig. XXIV.23), destinat să primească cărbunele din abataj prin intermediul unui transportor cu raclete reîncărcător. Transportorul cu raclete reîncărcător reprezintă o modificare a transportorului TR-4, iar capul lui de descărcare este cuplat cu capul de întoarcere al transportorului TMBE-800. Construcția de traseu a transportorului cu bandă este cu lonjeroane rigide ce permit lungirea sau scurtarea ușoară cu tronsoane de 3 m.

Magazia de bandă constituie un sistem comun cu cel de întindere și este formată din mai multe tobe libere, grupate pe unul sau două nivele. Întinderea se realizează cu un troliu, iar capacitatea de înmagazinare este de 100 m bandă.

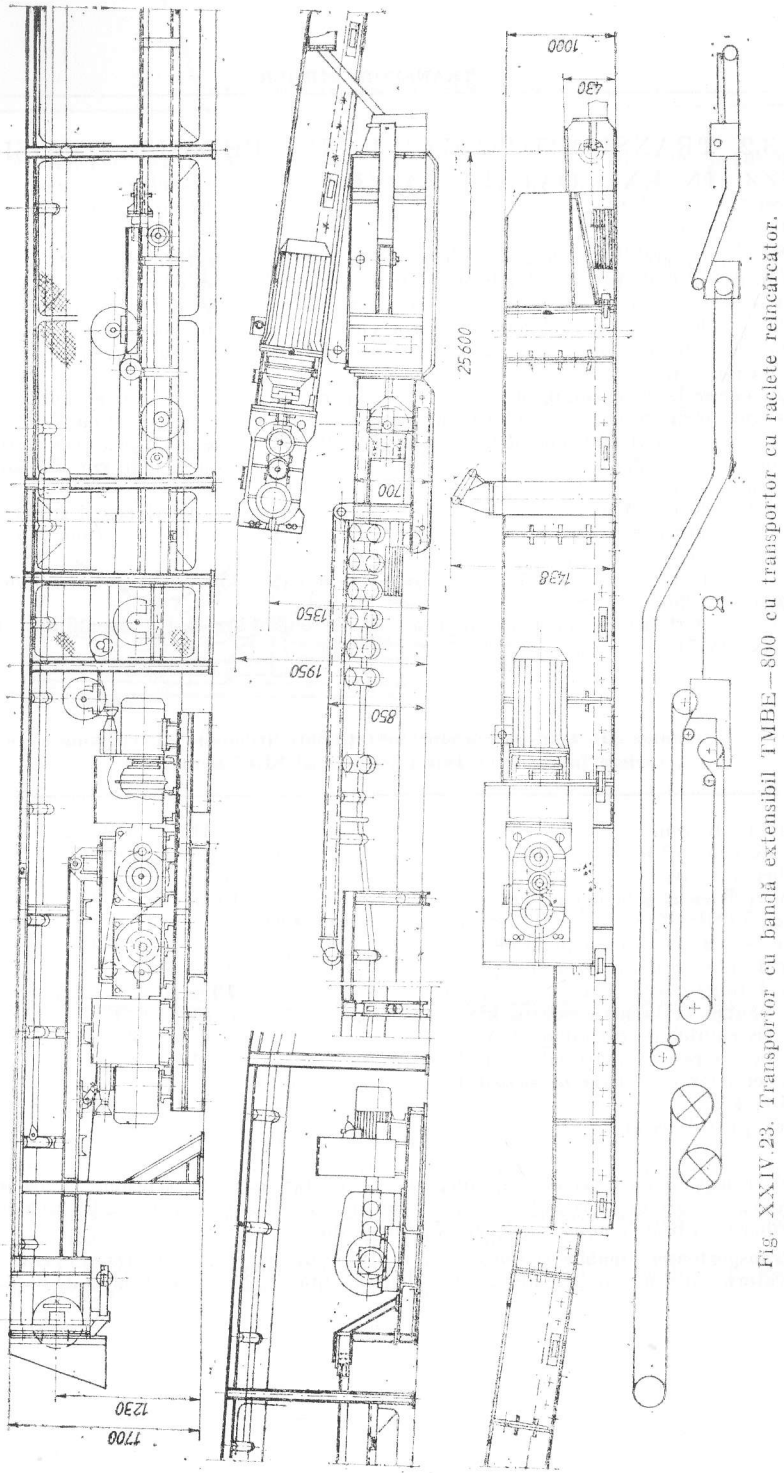



Fig. XXIV.23. Transportor cu bandă extensibil TMBE—800 cu transportor cu raclete reîncărcător.

## 3.2. TRANSPORTOARE CU BANDĂ PE ROLE FOLOSITE ÎN EXPLOATĂRI LA ZI

Transportoarele cu bandă pe role reprezintă mijlocul de transport cel mai larg utilizat în carierele de cărbuni, iar în noile proiecte, întregul flux de transport al cărbunelui și al sterilului este prevăzut a se realiza numai cu astfel de transportoare. Ele se întîlnesc folosite și în carierele de minereuri, îndeosebi în cazul transportorului combinat cu auto, cu condiția ca mărimea maximă a bulgărilor să nu depășească 0,2 din lățimea benzii.

În carierele de cărbuni, sterilul din descopertă poate fi transportat parțial sau total cu transportoare la halda exterioară sau la cea interioară (prin ocolirea fronturilor de lucru), sau poate fi transportat total sau parțial la halda interioară prin transbordare directă peste fronturile de lucru cu ajutorul transbordoarelor cu braț în consolă sau cu poduri transbordoare.

Cărbunele este transportat din frontul de lucru și pînă în exteriorul carierei cu ajutorul transportoarelor, care au de obicei aceeași construcție cu a celor folosite pentru transportul sterilului.

Transportoarele cu bandă pe role folosite în exploatări la zi pot fi împărțite în două mari grupe și anume:

a) transportoare propriu-zise montate pe teren, care pot fi ripabile și fixe (tabelul XXIV.7).

*Tabelul XXIV.7*

**Caracteristicile tehnice ale transportoarelor nestaționare (ripabile) și staționare pentru cariere fabricate de Întreprinderea „UNIO" Satu Mare**

| | |
|---|---|
| Lățimea benzii, mm | 1400; 1600; 1800; 2000; 2200 |
| Debitul maxim, m³/h | 4700; 6300; 8000; 10000; 12500 |
| Viteza benzii, m/s | 5,95 |
| Clasa de rezistență a benzii cu cord de oțel, daN/cm | ST 1250; 1600; 2000; 2500; 3150 sau 4000 |
| Tipul de bandă cu inserții poliamidice | 5 PES/PA-400; 6PES/PA-400 |
| Diametrul tobelor motoare, mm | 1400 |
| Diametrul tobelor libere, mm | 1000 |
| Puterea pentru acționarea benzii, kW | (1...6) × 630 |
| Puterea sistemului de întindere, kW | 20 sau 30 |
| Puterea benzii pentru material curățat, kW | 11 |
| Puterea șenilelor pentru transportoarele ripabile, kW | 2×30 |
| Presiunea pe sol, N/cm² | 7...12 |

b) transportoare speciale mobile, din care fac parte: cărucioare cu bandă pe șenile, cărucioare de distribuție, benzi oscilo-pivotante, mașini și instalații de haldat, transbordoare cu braț în consolă și poduri transbordoare.

**Transportoarele ripabile** se folosesc în fronturile de lucru, unde lucrează în complex cu excavatorul, precum și pe halde, unde lucrează în complex cu instalația de haldare.



Aceste transportoare au aceeași construcție, deosebindu-se doar prin faptul că cele de front-excavare sînt echipate cu un cărucior mobil cu masă de preluare (fig. XXIV.24), iar cele de front-haldă au un călăreț de bandă mobil, care asigură descărcarea pe traseu (fig. XXIV.25). Stația de acționare este montată pe șenile și are două tobe motoare, care pot avea unul sau două motoare de 630 kW. Sistemele de întindere este cu troliu și este amplasat la capul de acționare. Stația de întoarcere poate avea toba de întoarcere

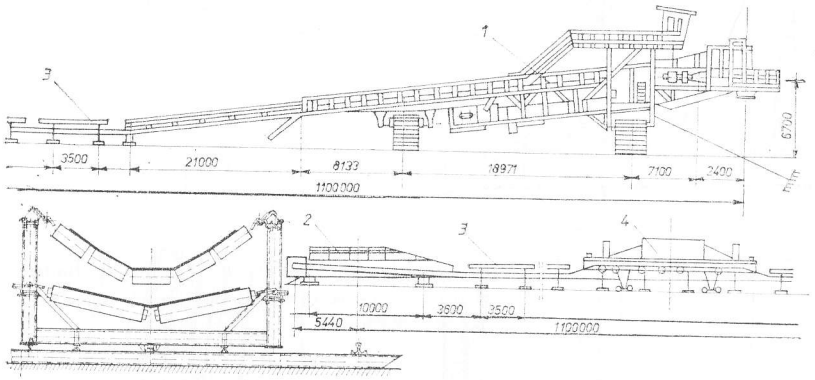



Fig. XXIV.24. Transportor ripabil de front-excavare:

*1* — stație de acționare-descărcare ripabilă pe șenile; *2* — stație de întoarcere cu pîlnie de primire, montată pe două pontoane pentru ripare; *3* — tronsoane ripabile; *4* — cărucior mobil cu masă de preluare.

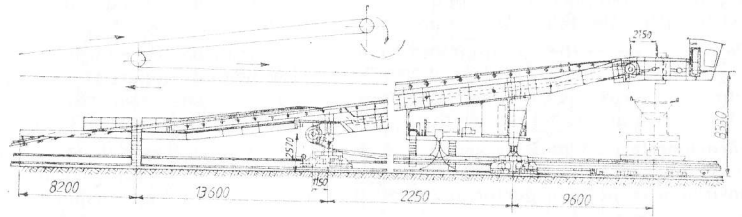



Fig. XXIV.25. Călăreț cu bandă mobil.

motoare cu 1 sau 2 motoare de 630 kW. Tronsoanele de traseu sînt legate între ele prin două șine de cale ferată montate pe capetele tălpilor de sprijin, pe care se deplasează masa de primire și călărețul de bandă ce au sisteme de autotractare.

Transportoarele ripabile se folosesc și ca transportoare intermediare de legătură între cele ripabile de front-excavare sau front-haldare și cele fixe.

Pentru riparea transportoarelor nestaționare se folosesc tractoare pe care sînt montate echipamente de ripare (fig. XXIV.26).

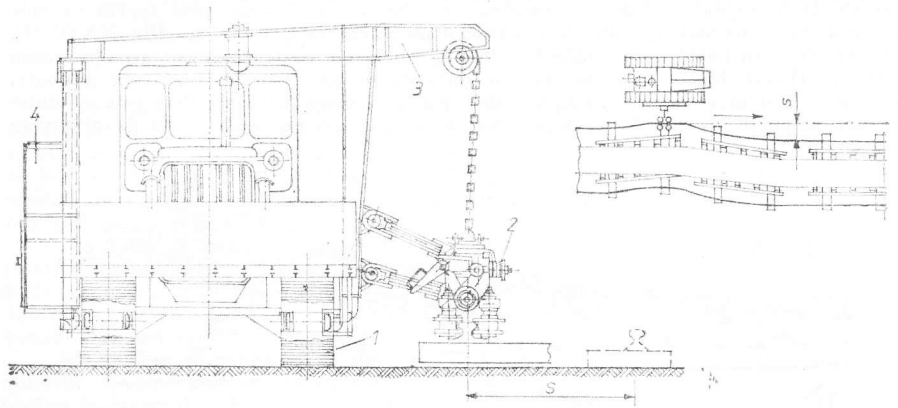



Fig. XXIV.26. Mașina de ripare pe tractor S-100 cu schema de lucru:
*1* — tractorul pe șenile; *2* — dispozitivul de ripare; *3* — construcția de susținere; *4* — mecanismul de ridicare.

**Transportoarele fixe** (staționare) au aceeași construcție a stațiilor de cap, ca cele ale transportoarelor ripabile, deosebindu-se doar prin faptul că sînt montate pe fundații de beton (fig. XXIV.27). Tronsoanele de traseu ale transportoarelor fixe pot fi cu unul sau două picioare de sprijin (fig. XXIV.28).

Trenurile cu role (fig. XXIV.29) au trei role cînd banda are lățime pînă la 2000 mm, iar pentru lățimi mai mari au cinci role. Ghirlandele cu cinci role pot fi folosite și la lățimi de 1400—2000 mm, în punctele de încărcare.

Pe plan mondial (de exemplu în R.D.G.) aceste transportoare au benzi cu lățime pînă la 3000 mm și lungime pînă la 4 km. Noile sisteme de acționare trebuie să asigure un consum cît mai redus de energie (în funcție de încărcarea transportorului), frînare recuperativă, precum și funcționarea în regim de generator cînd se transportă de sus în jos.

**Cărucioarele cu bandă pe șenile** (fig. XXIV.30 și tabelul XXIV.8) fac legătura între excavatorul cu rotor porteupe și transportorul cu bandă ripabil de front-excavare. Prin folosirea acestui transportor mobil, distanța de la front la transportorul ripabil poate ajunge pînă la 60 m, ceea ce reduce staționările necesare ripării transportorului prin creșterea intervalului între două ripări. La căruciorul CBS—1200—29/32 este montat cîte un transportor pe fiecare braț.

**Cărucioarele de distribuție CBS 1600 Bp** (fig. XXIV.31) se utilizează pentru distribuirea succesivă pe 1—4 transportoare, care lucrează în paralel, a cărbunelui sau sterilului pe care îl preia de la un alt transportor de mare capacitate. Brațul de deversare este montat pe suprastructura pivotantă a căruciorului, iar brațul de preluare pe infrastructura căruciorului. Ridicarea și coborîrea celor două brațe se face cu un mecanism hidraulic.



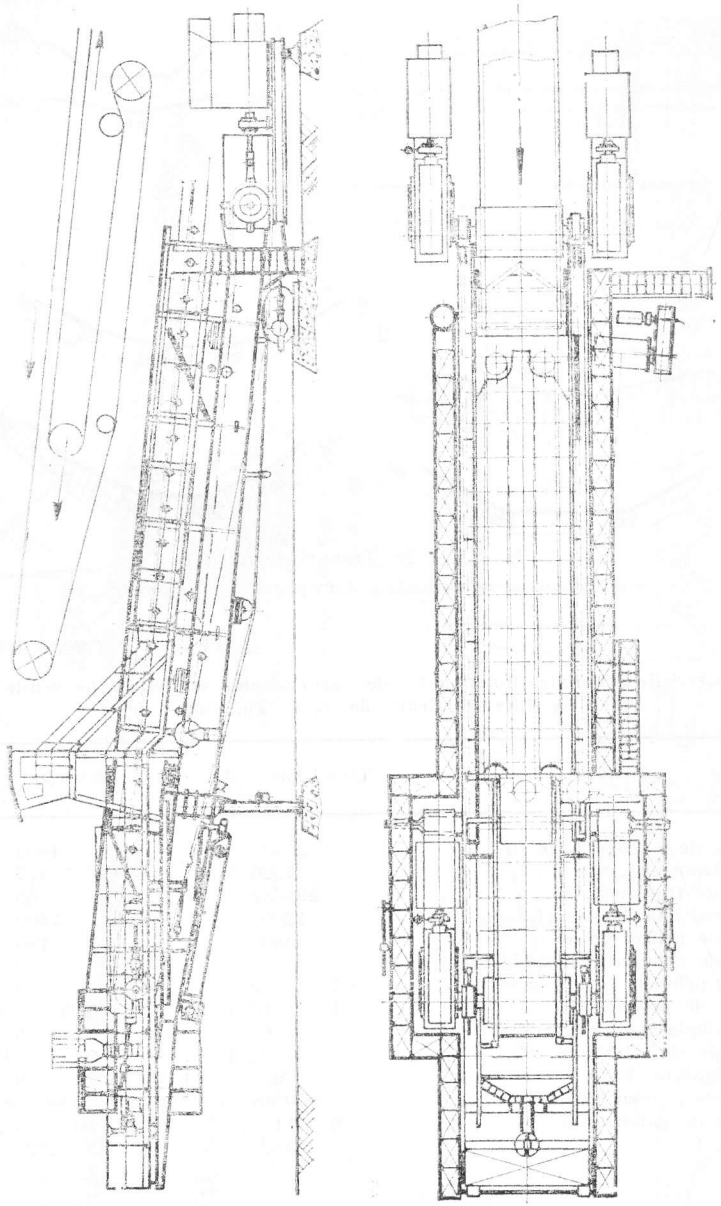


Fig. XXIV.27. Stație de acționare-descărcare fixă.

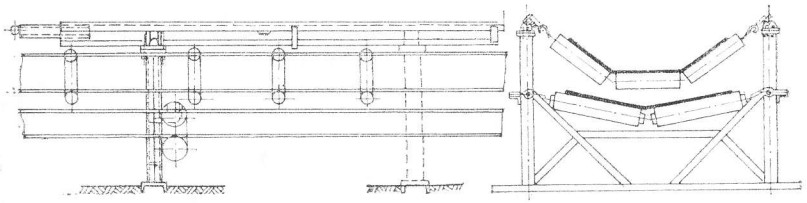


Fig. XXIV.28. Tronson de traseu pentru transportoare fixe.

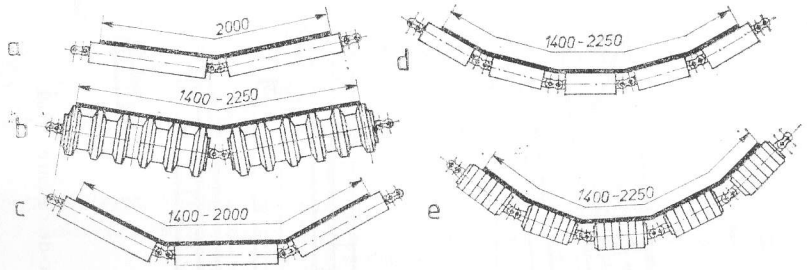



Fig. XXIV.29. Trenuri de role:

*a* și *b* pentru ramura inferioară; *c*, *d* și *e* pentru ramura superioară.

*Tabelul XXIV.8*

**Caracteristicile tehnico-funcționale ale cărucioarelor cu bandă pe șenile tip CBS fabricate de IUM Tg. Jiu**

| Tipul | CBS-1200-29/32 | CBS-1600×60 |
|---|---|---|
| Capacitatea de transport, m³/h | 2000 | 4400 |
| Viteza de transport, m/s | 4,26 | 4,7 |
| Lungimea de transport, m | 29÷32 | 60 |
| Lățimea benzii de transport, mm | 1200 | 1600 |
| Domeniul de rotire, grade | 360 | ±180 |
| Domeniul de ridicare — față de sol: | | |
| — braț primire, m | +1...+ 9 | +4...+8 |
| — braț de predare, m | +1...+16,5 | +2,5...+8 |
| Viteza de deplasare, m/min | 6 | 6 |
| Presiunea pe sol, daN/cm² | 0,84 | 0,94 |
| Puterea instalată, kW | 390 | 570 |
| Tensiunea de alimentare, V | 6000/380 | 6000/380 |
| Dimensiuni de gabarit, m | 65×11×17 | 60×12×20 |
| Masa netă, t | 182 | 272 |



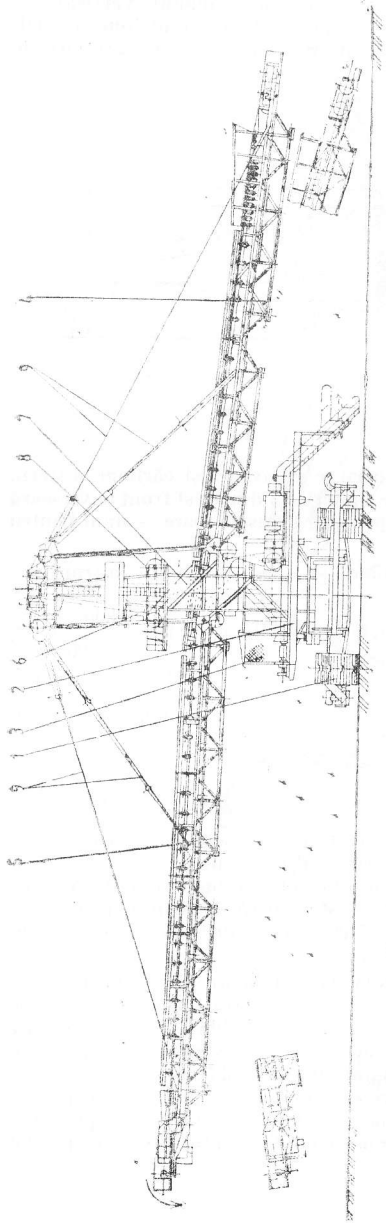


Fig. XXIV.30. Cărucior cu bandă pe șenile tip CBS-1600×60:

*1* — sistem de deplasare pe șenile; *2* — mecanism de rotire; *3* — cabina electrică; *4* — braț de primire; *5* — braț de predare; *6* — cabina de comandă; *8* — mecanism de ridicare; *9* — tiranți.

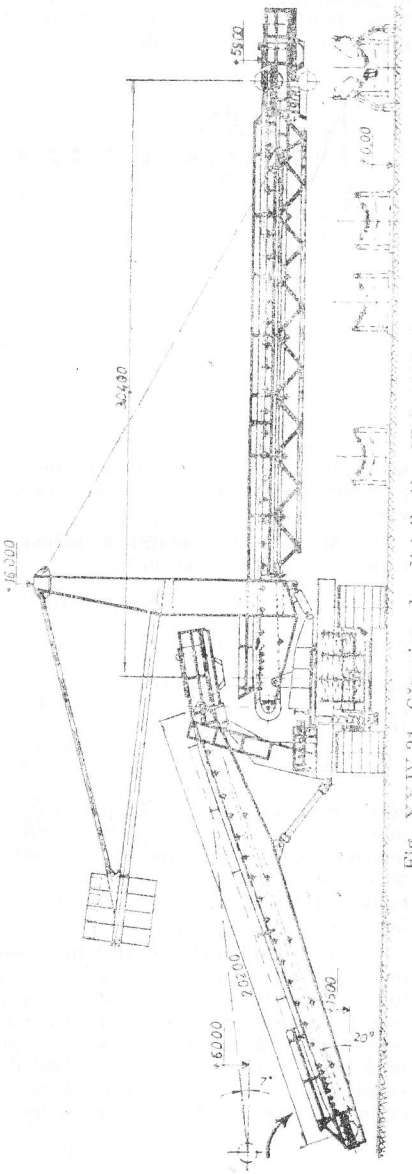



Fig. XXIV.31. Cărucior de distribuție CDS 1600 Bp.

**Benzile oscilor-pivotante BOP** (fig. XXIV.32) pot oscila în planul vertical, iar în planul orizontal pot pivota cu cîte 100° în fiecare parte față de axul longitudinal. Tipul BOP 1800 × 18,6 are infrastructura formată dintr-o ramă ce are grupuri de deplasare pe două șine de cale ferată.

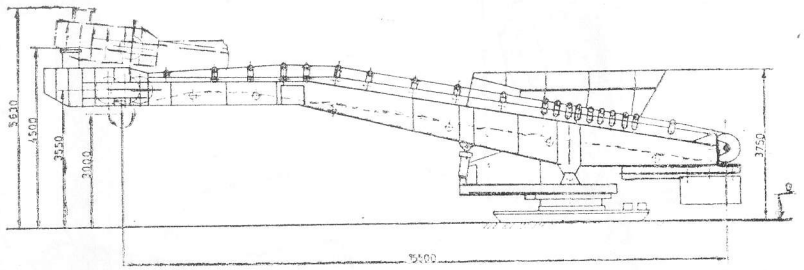



Fig. XXIV.32. Bandă oscilo-pivotantă (BOP 1600×15).

Aceste benzi se utilizează cînd în frontul de lucru se excavează și cărbune și steril, iar transportorul sau linia de transportoare ce aduce materialul din acest front deversează pe bandă oscilo-pivotantă, care îl predă alternativ pe două transportoare — unul pentru cărbune și unul pentru steril.

**Mașinile și instalațiile de haldat** lucrează pe haldă și preiau sterilul de la transportorul ripabil și îl depun în haldă.

Întreprinderea „UNIO" Satu Mare fabrică instalația de haldat IHS $\frac{1800}{50+90} \times 27$, care poate fi folosită și pentru depozitarea cărbunelui, reprezintă un ansamblu deplasabil autonom, constituit dintr-o mașină de haldat MH $\frac{1800}{50+90} \times 27$, o bandă oscilo-pivotantă și un călăreț de bandă.

Mașina de haldat MH $\frac{1800}{50+90} \times 27$ (fig. XXIV.33) are brațul de preluare și cel de deversare montate pe platforma superioară pivotantă a mașinii (suprastructura mașinii), care este fixată pe infrastructură prin intermediul unui rulment axial (cu diametru de 8,65 m) pe care se poate roti la 360°. Viteza vîntului trebuie să nu depășească 20 m/s în timpul funcționării și 35 m/s cînd mașina este oprită. Benzile mașinilor de haldat au lățimea de 1200...2250 mm, viteza de 4...7 m/s, debite de 5000...18000 m³/h, iar brațul de deversare are lungime pînă la 120 m.

**Transbordoarele cu braț în consolă** (fig. XXIV.34 și tabelul XXIV.9) lucrează pe treapta inferioară a carierei și asigură transbordarea, transversal peste fronturile de lucru, a sterilului rezultat din descopertă și depunerea lui în halda interioară. Aceste mașini au construcție analogă cu a mașinilor de haldat, caracterizîndu-se în principal prin faptul că au brațul de deversare cu lungime de 130—225 m și cu înclinare pînă la 18°. Și la aceste mașini, brațul de deversare este montat pe platforma turnantă superioară și se rotește împreună cu aceasta în plan orizontal, iar brațul de preluare, cu lungime de 80—150 m, are capul de pe platforma turnantă montat pivotant, putînd



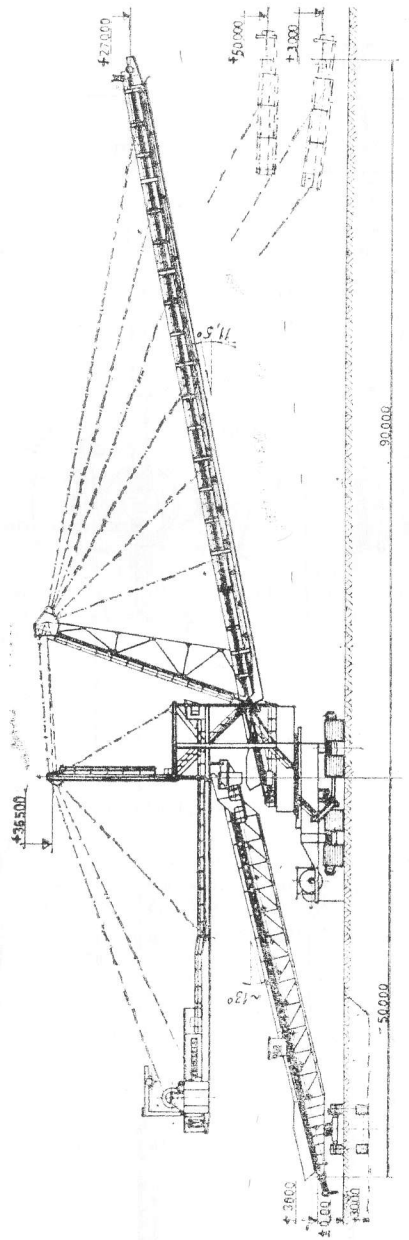



Fig. XXIV.33. Mașina de haldat MH $\frac{1800}{50+90} \times 27$.

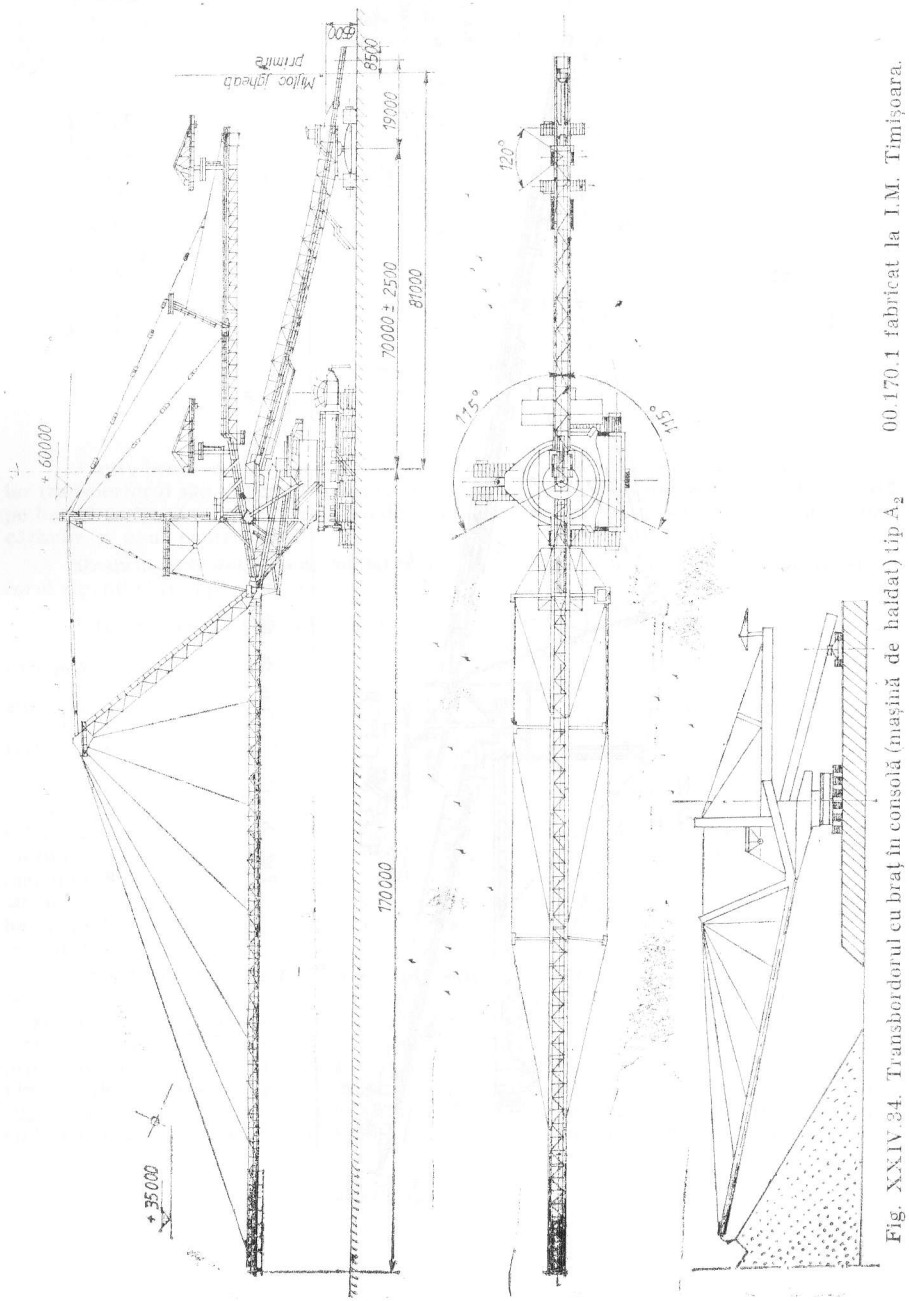



Fig. XXIV.34. Transbordorul cu braț în consolă (mașină de haldat) tip $A_2$ 00.170.1 fabricat la I.M. Timișoara.



*Tabelul XXIV.9*

**Transbordoare cu braț în consolă**

| Tipul | $A_2R_5B$-4400.170.1 | OSR-4500/180 | OSR-5000/190 | A2RSB 8800 150 |
|---|---|---|---|---|
| Țara producătoare | România | URSS | URSS | RDG |
| Debitul teoretic, m³/h | 4400 | 5000 | 5000 | 8800 |
| Puterea totală instalată, kW | 2670 | 3500 | 3500 | 4740 |
| Tensiunea de alimentare, kV | 6 | 6 | 6 | 35 |
| Raza minimă de haldare, m | 160 | 180 | 190 | 150 |
| Înălțimea maximă de haldare, m | 35 | 60 | 60 | 45 |
| Lățimea benzii, mm : | | | | |
| — de deversare | 1600 | 1600 | 1800 | 2250 |
| — de preluare | 1600 | 1800 | 1800 | 2250 |
| Viteza benzii, m/s : | | | | |
| — de deversare | 6,8 | 6 | 6 | 5 |
| — de preluare | 5,3 | 5 | 4,2 | 4,5 |
| Unghiul de rotire al consolei de preluare, grade | ±115 | ±80 | ±110 | ±90 |
| Sistemul de deplasare (numărul șenilelor) | Șenile | Pășitor cu șine | Șenile (3) | Șenile (12) |
| Presiunea medie pe sol, MPa | 0,11 | 0,07—0,12 | 0,8 | 0,07—0,08 |
| Viteza de deplasare, m/h | 372 | 120 | 480 | 360 |
| Panta maximă a căii, grade | 3 | 3 | 5 | 3 |
| Masa, t | 3332 | 2220 | 2770 | 3800 |
| Numărul persoanelor de serviciu | 7 | 7 | 3 | 7—8 |

oscila în plan orizontal cu circa 90—115° în fiecare parte față de axul brațului de deversare.

Transbordoarele cu braț în consolă cu săgeată de 130 m se folosesc în complex cu excavatoare cu rotor ce au capacitatea cupei de 800 l, la exploatarea cîmpurilor cu rezerve mici.

Transbordoarele cu braț în consolă au sisteme de deplasare cu șenile (întîlnite îndeosebi în R.D.G.), pășitoare cu șine de rulare (întîlnite în U.R.S.S.), sau cu șenile combinat cu pășire (întîlnite în Cehoslovacia).

Debitul transbordorului cu braț în consolă trebuie să fie cu 20—25% mai mare decît al excavatorului cu rotor cu care lucrează în complex, iar gama tipodimensională a excavatoarelor se consideră că nu trebuie să depășească cinci tipodimensiuni. Aceste complexe trebuie să acopere o plajă de debite teoretice de 2800—13500 m³/h.

Avantajul transbordoarelor cu braț în consolă față de podurile transbordoare este că ele se folosesc și la executarea tranșeii, se pot deplasa dintr-o carieră în alta fără demontare și pot lucra în condiții mai dificile de zăcămînt.

Dezavantajul lor este că nu pot transporta peste deschideri mari între fronturile de lucru și haldă. Pentru atenuarea acestui neajuns se pot folosi *transportoare intermediare*, ce fac legătura între excavator și transbordorul cu braț în consolă (fig. XXIV.35).

Raza $R_h$ de haldare a unui transbordor cu braț în consolă se calculează cu expresia :

$$R_h = L \cos \beta + a + c \qquad [m]$$

în care : $L$ este lungimea săgeții brațului în consolă, m ; $\beta$ — unghiul de înclinare a brațului de deversare în consolă ; $a$ — distanța de la axul de rotire a platformei supe-

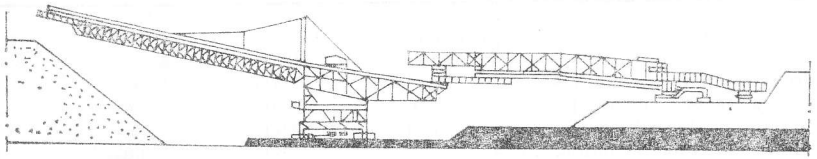


Fig. XXIV.35. Haldare directă cu transbordor cu braț în consolă în complex cu transportor intermediar-pod.

rioare pivotante, m ; $c$ — distanța de la capătul brațului în consolă la bordura hălzii (distanța de aruncare), m.

Înălțimea de haldare $H_h$ în funcție de raza de haldare se calculează cu expresia :

$$H_h = (R_h - c) \operatorname{tg} \rho \qquad [m]$$

în care : $c$ este distanța de siguranță de la marginea inferioară a hălzii la axul de rotire a platformei superioare pivotante, m ; $\rho$ — unghiul de taluz stabil al hălzii care este de 30—40°.

Înălțimea maximă a hălzii $H'_h$ în funcție de înălțimea $h_d$ [m] de descărcare a transbordorului cu braț în consolă și de grosimea $h_s$ [m] a stratului pe care se află transbordorul cu braț în consolă se calculează cu expresia :

$$H'_h = h_d + h_s \qquad [m]$$

Puterea totală instalată a transbordorului cu braț în consolă poate fi aproximată inițial cu expresia :

$$P = 0{,}0056 \cdot Q^{0{,}93} L^{0{,}975}$$

în care : $Q$ este debitul, m³/h ; $L$ — lungimea brațului în consolă, m.

Circa două treimi din puterea totală instalată o reprezintă puterea necesară acționării transportorului de deversare.

Masa totală a unui transbordor cu braț în consolă și cu sistem de deplasare pășitor poate fi aproximată cu expresia :

$$M = 0{,}0036\, L^{1{,}03} q^{1{,}08} \qquad [t]$$

$$q = q_{bm} + q_r + q_p + q_f \qquad [kg/m]$$

în care : $q$ este masa liniară a brațului de deversare cu transportorul încărcat, kg/m ; $q_{bm}$ — suma masei benzii și materialului, kg/m ; $q_r$ — masa rolelor pe metru liniar, kg/m ; $q_p$ — masa poditurii și a construcției de închidere, kg/m ; $q_f$ — masa fermei



metalice a brațului de deversare împreună cu tiranții, kg/m, ce poate fi calculată cu expresia :

$$q_f = 7{,}6 \cdot 10^{-6} L^{0{,}87} B^{2{,}47} \qquad [kg/m]$$

$B$ fiind lățimea benzii de deversare, m.

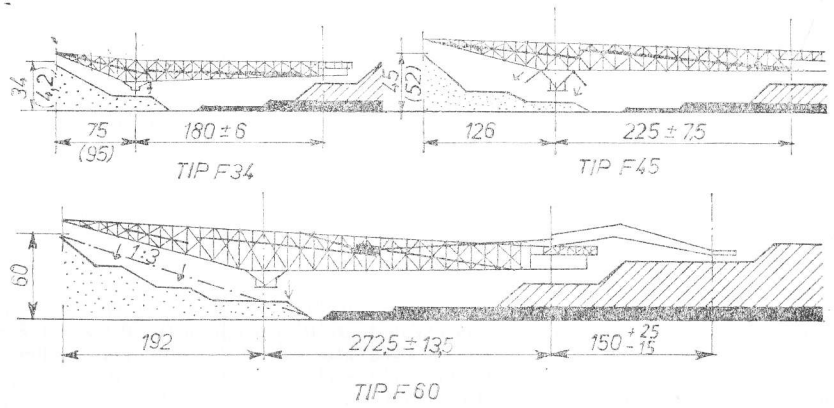



Fig. XXIV.36. Tipurile de bază de poduri transbordoare care se folosesc în R.D.G.

**Podurile transbordoare** (fig. XXIV.36) se folosesc atunci cînd deschiderea relativ mare dintre fronturile de lucru și de haldă nu permite folosirea transbordoarelor cu braț în consolă. Către haldă podul se poate sprijini pe o treaptă de steril haldat sau pe treapta inferioară a stratului de cărbune lăsată sub forma unui banc de rezistență. În primul caz, treapta de steril pe care se sprijină podul trebuie să fie stabilă, să nu aibă grosime mai mare de 5—8 m și să se asigure o bună asecare. Soluția a doua se folosește numai cînd nu se poate asigura stabilitatea necesară a treptei de haldă sau cînd se exploatează mai multe strate de cărbune, dintre care cel inferior are grosime mică, dar suficientă pentru a putea prelua sarcina de sprijin.

De obicei, pe podul transbordor sînt montate două transportoare : unul pe deschiderea podului și unul pe partea în consolă. Transportorul de pe consolă are acționare la capul de întoarcere sau la mijloc. Transportoarele au cîte o tobă motoare și debite de 3000—36 000 m³/h. Banda are lățime de 1400—2850 mm și viteză de 4—10 m/s. Puterea instalată a unui pod ajunge pînă la 6000 kW.

Podurile transbordoare au sistem de deplasare pe cale ferată. Fiecare punct de sprijin are, de obicei, două linii ferate cu ecartament normal. Numărul trenurilor de roți este în funcție de presiunea traverselor pe vatră, care se recomandă să nu depășească următoarele valori : 14—25 N/cm² cînd se reazemă pe stratele din descopertă ; 10—15 N/cm² cînd se reazemă pe treaptă de haldă ; 16—30 N/cm² cînd se reazemă pe cărbune. Un tren de roți poate prelua sarcina pînă la 250 kN, iar masa unui pod ajunge pînă la 8500 t ; rezultă un număr mare necesar de trenuri de roți, care ridică probleme complexe de echilibrare a sarcinilor între roți. Roțile motoare reprezintă numai 20—30 % din numărul total de roți și au acționare independentă. În fața ultimelor

trenuri de roți din ambele părți este prevăzută cîte o rolă de control, care comandă oprirea automată a deplasării în cazul întreruperii șinei.

Masa podurilor crește parabolic odată cu creșterea liniară a deschiderii podurilor și a consolei. Pentru acest motiv se recomandă ca în cazul deschiderilor mari între fronturile de lucru și haldă să se folosească mai multe poduri așezate în serie (fig. XXIV.37).

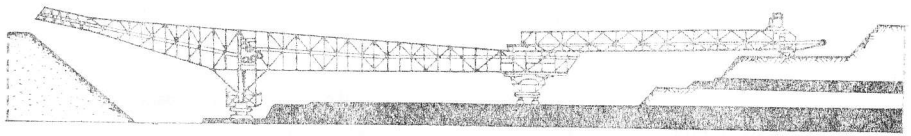


Fig. XXIV.37. Pod transbordor în serie cu un pod transbordor intermediar.

În cazul carierelor de mare capacitate și cu deschideri foarte mari, se poate folosi transportul cu transportoare prin ocolirea fronturilor de lucru pentru treptele superioare de descopertă, iar pentru treptele inferioare se pot folosi transbordoarele cu braț în consolă sau podurile transbordoare.

Într-o carieră lucrează unul sau două poduri transbordoare. Fiecare pod transbordor lucrează în complex fie cu două excavatoare de tip elindă (unul excavează de jos în sus și unul de sus în jos), fie cu un excavator cu rotor. Podul transbordor tip F-60, care are lățimea benzii de 2850 mm și viteza pînă la 10 m/s, lucrează în complex cu excavatorul cu rotor SRs 6300. Cînd podul transbordor face legătura și cu alte trepte superioare de steril, prin intermediul unor poduri intermediare de legătură se poate lucra în complex cu mai multe excavatoare cu rotor. Astfel, în R.D.G. trei excavatoare cu rotor (amplasate pe două trepte de steril), care lucrează în complex cu podul transbordor F-60 (la o viteză a benzii de 10 m/s) asigură un debit de 36 000 m³/h, (pînă la 118 milioane m³/an). Pentru optimizarea comenzii podurilor transbordoare se folosesc procesoare și microprocesoare instalate pe pod.

Întrucît podurile transbordoare au masă foarte mare, iar montarea lor durează 4—10 luni, ele se recomandă numai pentru cariere cu debite de peste 3000 m³/h în steril masiv și cu durată de exploatare de cel puțin 10—20 ani. De asemenea, pentru obținerea unor bune rezultate este necesar ca stratul de cărbune să fie orizontal sau aproape orizontal și fără fracturi sau ondulații (cu cunoașterea lui cît mai perfectă), iar rocile din descopertă să aibă stabilitate suficient de mare.

## 3.3. PĂRȚI PRINCIPALE ALE TRANSPORTOARELOR CU BANDĂ

**Banda.** Covorul de bandă reprezintă pînă la 70% din cheltuielile de transport.

Benzile sînt formate dintr-o carcasă de rezistență și un înveliș protector (fig. XXIV.38 și tabelele XXIV.10 și XXIV.11). Carcasele din cord textil pot fi formate din inserții de forma unei țesături (fig. XXIV.38,*a*), din mai multe rînduri de corzi longitudinale între care se află cîte un rînd de fire transversale (fig. XXIV.38,*b*) și din mai multe rînduri de corzi longitudinale legate între ele prin fire transversale (bătătură) comune, formînd o carcasă monolit (fig. XXIV.38,*c*).





*Tabelul XIV.10*

**Caracteristicile benzilor de transport cu inserții textile fabricate de CATC-Pitești și care se livrează cu lățimi de 650; 800; 1000; 1200; 1400; 1600; 2000; și 2200 mm și cu lungimi de minimum 90 m și maximum 180—250 m**

| Clasa de rezistență la rupere a benzii [daN/cm] | Numărul de inserții | Tipul țesăturii (inserției) *) | Grosimea învelișului de cauciuc inferior plus superior [mm] | Grosimea nominală a benzii [mm] | Masa aproximativă, [kg/m²] | Lățimea orientativă pentru o aliere de 30° [mm] | Diametrul minim al tobelor [mm] la o solicitare a benzii de 100%, 60% și 30% din sarcina nominală (40% din sarcina de rupere — clasa de rezistență) | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | | | 100% | 60% | 30% |
| 800 | 3 | PES/PA 250 | 2+4 | 10 | 12 | | | | |
| | | GV/PA 250 | 3+5 | 12 | 14 | 650 | 630 | 500 | 40 |
| | 2 | PES/PA 400 | 2+4 | 12 | 14,7 | | | | |
| 1000 | 4 | PES/PA 250 | 2+4 | 12 | 13,2 | 800 | 800 | 630 | 500 |
| | | GV/PA 250 | 3+5 | 14 | 15,1 | | | | |
| | 3 | PES/PA 400 | 2+4 | 12 | 15,1 | | | | |
| | | | 3+5 | 14 | 17,2 | 800 | | | |
| | 5 | PES/PA 250 | 2+4 | 14 | 15,8 | 1000 | 800 | 630 | 500 |
| | | GV/PA 250 | 3+5 | 16 | 17,6 | | | | |
| 1600 | 4 | PES/PA 400 | 2+4 | 14 | 17,1 | | | | |
| | | | 3+5 | 16 | 19,2 | | | | |
| | 6 | PES/PA 250 | 2+4 | 16 | 18 | 1000 | 1000 | 800 | 630 |
| | | | 3+5 | 18 | 20,5 | | | | |
| | 7 | PES/PA 250 | 2+4 | 18 | 19,5 | | | | |
| | | | 3+5 | 20 | 21,3 | | | | |
| 2000 | 3 | PES/PA 630 | 3+5 | 18 | 22,3 | | | | |
| | 5 | PES/PA 400 | 4+6 | 20 | 24,3 | 1200 | 1250 | 1000 | 800 |
| | | | 4+6 | 20 | 24,5 | | | | |
| | | | 5+7 | 22 | 26,7 | | | | |
| 2500 | 4 | PES/PA 630 | 4+7 | 22 | 22,6 | | | | |
| | | | 5+8 | 24 | 30,4 | 1400 | 1400 | 1250 | 1000 |
| | 6 | PES/PA 400 | 3+5 | 20 | 24,5 | | | | |
| | | | 5+7 | 24 | 30,4 | | | | |
| 3150 | 5 | PES/PA 630 | 3+5 | 24 | 25,6 | 1600 | 1600 | 1400 | 1250 |
| | | | 4+6 | 26 | 28 | | | | |

*) PES/PA fibrele urzelii poliester, iar fibrele bătelii poliamidă; GV/PA fibrele urzelii viscoză, iar fibrele bătelii poliamidă.

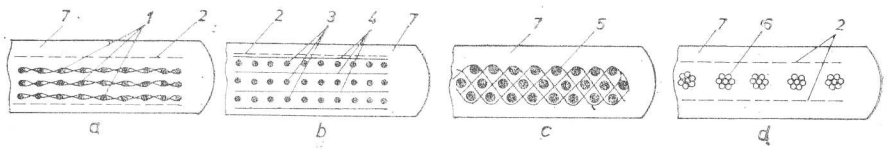



Fig. XXIV.38. Schemele constructive ale benzilor:

*1* — inserții de rezistență; *2* — inserții de protecție; *3* — corzi; *4* — fibre transversale; *5* — carcasă monolit din cord textil; *6* — cabluri (cord) de oțel; *7* — învelișul protector.

Durata de viață a benzilor cu număr mic de inserții este mai mare decît a celor cu număr mare de inserții — motiv pentru care se constată tendința de a se folosi benzi cu 2—3 inserții, formate din corzi cu rezistență mare la rupere. Benzile cu carcasă monolit se comportă superior celor cu inserții, însă întrucît îmbinarea lor prin vulcanizare se face mai greu, ele se recomandă îndeosebi la transportoarele care necesită îmbinare demontabilă a benzii.

Corzile longitudinale sînt din fibre sintetice poliesterice sau poliamidice, care au alungiri mici (pînă la 2%) și permit realizarea de inserții cu rezistență la rupere pînă la 20 kN/cm. Firele transversale (bătătura) se execută din fibre sintetice cu alungire elastică mare (pînă la 20%). Unele firme suedeze au început să fabrice benzi cu carcasă (inserții din fibre de cherval și trellamid), care au rezistență la rupere de 3...4 ori mai mare decît a oțelului.

Cînd se transportă roci tari și în bucăți mari, carcasa de rezistență are pe cele două fețe sau cel puțin pe fața superioară de lucru și pe marginile laterale pînză rară

**Caracteristicile benzilor de transportor de tip ST cu cord(cabluri) de oțel ce se fabrică**

| Clasa de rezistență [daN/cm] | Diametrul cordului [mm] | Distanța între corduri [mm] | Rezistența la rupere a unui cord [daN] | Grosimea benzii [mm] | Masa informativă a benzii [kg/m²] |
|---|---|---|---|---|---|
| 800 | | 15 | | 14; 16 | 19; 21 |
| 1000 | 4,09(4,3) | 12 | 1250 | 14; 16 | 19,5; 21,9 |
| 1250 | | 10 | | 14; 16 | 20; 22,6 |
| 1600 | 5,85(6,0) | 15 | 2500 | 18 | 28,2 |
| 2000 | | | | 18 | 28,6 |
| 2500 | 7,37(7,5) | 15 | 3900 | 20; 24 | 33; 37,8 |
| 3150 | 8,31(8,5) | 15 | 4900 | 22; 28 | 38; 44,7 |
| 4000 | 9,44(9,5) | 15 | 6300 | 24;30 | 47;53,3 |



de protecție din cord-brezeur, care are aceeași rezistență longitudinală și transversală iar uneori firele sînt așezate diagonal.

Benzile cu cabluri din oțel (fig. XXIV.38,*d*) au pe ambele părți cîte o inserție sau cîte un rînd de fire textile transversale. Cablurile sînt executate din oțeluri cu rezistență la rupere de 1600—2000 N/mm², sînt alămite sau zincate și au diametrul de 2—13 mm. Raportul între intervalul de așezare a cablurilor și diametrul acestora este de 1,5—3 (crește cu micșorarea diametrului cablurilor). Aceste benzi au rezistență la rupere de 5—100 kN/cm și au următoarele avantaje față de cele cu cord textil: flexibilitate transversală mai mare (rolele laterale pot fi înclinate la 45—50°); preiau mai bine loviturile din partea bucăților mari de material; au alungiri mai mici (sub 0,25%); permit controlul stării cablurilor chiar în timpul funcționării (cu aparate Röentgen sau magnetice sau cu defectoscoape cu izotopi radioactivi); pot fi recondiționate chiar de două ori în ateliere speciale (cheltuielile de recondiționare reprezintă cca 50% din costul unei benzi noi). Ele au și următoarele dezavantaje față de cele cu inserții: au rezistență mai mică la despicare longitudinală, îmbinarea se realizează mai greu și numai prin vulcanizare, au masă mai mare, iar prin pătrunderea apei la cabluri (cînd învelișul este deteriorat) acestea se uzează. Benzile cu cabluri se recomandă pentru transportoare principale, cînd rezistența necesară la rupere depășește 12—16 kN/cm (fig. XXIV.39). În cariere aceste benzi sînt generalizate la transportoare principale, cînd lățimea benzii depășește 1400 mm.

Învelișul benzilor de uz general este din cauciuc, cînd limitele temperaturilor de lucru sînt de la — 25° la + 60° (+ 40° la umbră), sau din materiale ce au la bază policlorură de vinil, care au limitele temperaturilor de lucru de la — 20° la + 50°. În subteran nu se folosesc benzi cu înveliș din cauciuc. Benzile miniere pentru subteran, a căror folosire este obligatorie îndeosebi în minele de cărbuni, sînt antistatice și rezis-

*Tabelul XXIV.11*

**de către CATC-Pitești și care se livrează cu lungimi de 100—250 m, conform STAS 10674—86**

| Rezistența specifică minimă de smulgere a unui cablu [N/cm] | Lățimea [mm] | Distanța de la marginea benzii la primul cablu [mm] | Diametrul minim al tamburilor [mm] la o solicitare a benzii de 100%, 60% și 30% din sarcina nominală (10% din sarcina de rupere — clasa de rezistență) | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | | 100% | 60% | 30% |
| 700 | 800; 1000; 1200 | 10 | 800 | 630 | 630 |
| 700 | 800; 1000; 1200 | 10 | 800 | 630 | 630 |
| 700 | 800; 1000; 1200 | 10 | 800 | 630 | 630 |
| 850 | 1200; 1400; 1600 | | | | |
| 850 | 1200; 1400; 1600 | 15 | 1000 | 800 | 630 |
| | 1800; 2000; 2200 | | | | |
| 1000 | 1400; 1600; 1800 | 15 | 1000 | 800 | 630 |
| | 2000; 2200 | | | | |
| 1100 | 1400; 1600; 1800 | 15 | 1250 | 1000 | 800 |
| | 2000; 2200 | | | | |
| 1200 | 1800; 2000; 2200 | 15 | 1400 | 1250 | 1000 |

tente la flacără, conform prescripțiilor STAS 2077/3-80. Grosimea învelișului superior trebuie să fie de 3—5 mm, cînd se transportă cărbune și de 6—12 mm, cînd se transportă materiale tari și abrazive. Învelișurile protectoare de pe ambele fețe la benzile cu cabluri, cît și în general la cele pe bază de policlorură de vinil, au grosimi egale (ambele

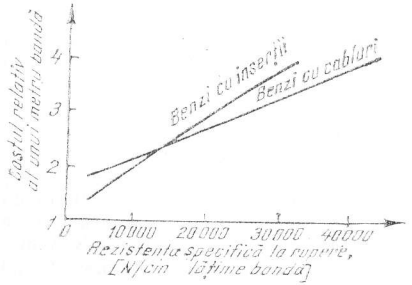



Fig. XXIV.39. Variația costului relativ în funcție de rezistența specifică la rupere a benzii.

fețe sînt de lucru prin întoarecerea benzii), însă fără să depășească 8 mm (rareori ajung la 10 mm).

Îmbinările benzilor sînt demontabile sau nedemontabile prin vulcanizare.

Îmbinările demontabile larg utilizate sînt cele cu agrafe duble (fig. XXIV.40) Îmbinarea cu agrafe se recomandă la benzi cu rezistența la rupere de 400—800 N/mm

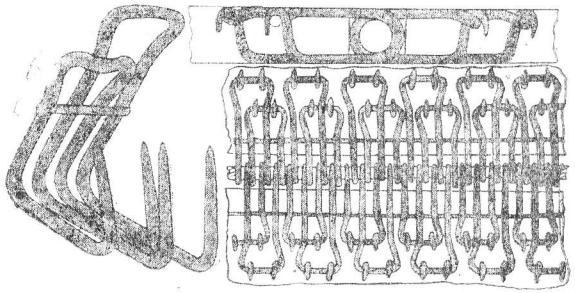


Fig. XXIV.40. Exemplu de îmbinare cu agrafe compuse.

și grosime de 7...13 mm și a celor cu rezistența la rupere de 800—1600 N/mm și grosime de 10...15 mm. Benzile au lățime de pînă la 1200 mm. Operația de agrafare durează cca. 20 min cînd se realizează cu dispozitive speciale.

Îmbinarea prin vulcanizare are aceeași construcție fie că este la cald fie că este la rece.



De obicei, îmbinarea benzilor cu inserții se realizează ca în fig. XXIV.41,*a*, unde lungimea $l_t$ a unei trepte de tăiere a inserțiilor se calculează cu expresia :

$$l_t = \frac{\sigma_{ri}}{\tau} k \quad [\text{cm}],$$

în care : $\sigma_{ri}$ este rezistența specifică la rupere a unei inserții, N/cm ; $\tau$ — rezistența la desprindere a adezivului la forța de forfecare (alunecare), N/cm², care pentru inserții de bumbac are valoarea 80—100 N/cm², iar pentru inserții din fibre sintetice 150—

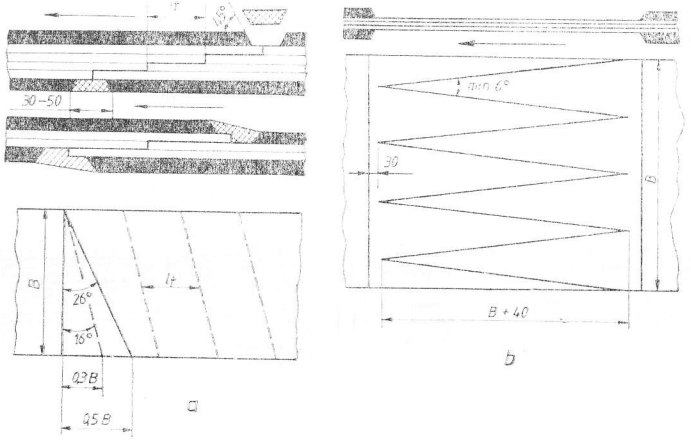



Fig. XXIV.41. Îmbinări prin vulcanizare a benzilor cu inserții :
*a* — cu tăierea inserțiilor în trepte ; *b* — cu tăierea carcasei de rezistență în pană.

220 N/cm² (valoarea maximă se ia pentru inserții cu rezistență foarte mare la rupere) ; $k$ — coeficient de oboseală care ține seama de frecvența trecerilor peste tobe și role și are valoarea 1,6—2 (valoarea minimă se ia pentru inserții cu rezistență mare la rupere și în număr mic).

Lungimea treptelor recomandată mai frecvent de literatura de specialitate este :

| | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $\sigma_{ri}$ [N/cm] : | 550 | 1000 | 1500 | 2000 | 3000 | 4000 | 6000 |
| $l_t$ [mm] : | 150 | 180 | 200 | 250 | 300 | 350 | 450 |

Combinatul C.A.T.C.-Pitești recomandă următoarele valori pentru lungimea unei trepte : 200 mm pentru inserțiile PES/PA 125, 160 și 250 și pentru CV/PA 250 ; 250 mm pentru inserțiile PES/PA 400 ; 350 mm pentru inserțiile PES/PA 630.

Întrucît treapta superioară și cea inferioară preiau eforturi mult mai mari decît cele de la mijloc, se recomandă ca cele două trepte marginale să aibă lungimea mai mare cu 50% decît cea medie rezultată din calcul. Mergînd către interior lungimea treptelor se micșorează, ajungîndu-se ca inserțiile din mijloc să aibă lungime mai mică

decît cea medie rezultată din calcul, în așa fel încît să nu se depășească lungimea totală calculată a îmbinării.

Unghiul de înclinare a tăieturii diagonale a treptelor pentru benzi cu inserții cu rezistență mică la rupere se recomandă să fie de 16—22°, iar pentru benzi cu inserții din fibre artificiale (cu rezistență foarte mare la rupere) de 26—30°.

După cum se vede din fig. XXIV.41,*a* capetele benzilor se pot suprapune la același nivel (cînd grosimea îmbinării este egală cu a benzii ± 1 mm, iar rezistența îmbinării este egală cu a benzii minus rezistența unei inserții) sau cu o treaptă suprapusă. În cel de-al doilea caz, rezistența îmbinării este egală cu a benzii, în schimb grosimea crește, ceea ce face să se simtă la trecerea peste tobe și role — motiv pentru care se recomandă numai la benzi cu număr mic de inserții și cînd viteza nu este mare.

În scopul reducerii timpului de pregătire a capetelor benzilor, pentru benzi cu număr mic de inserții, sau cu carcasă de rezistență monolit, se poate folosi și construcția din fig. XXIV.41,*b*, unde întregul pachet de inserții de rezistență se taie de forma unor pene, iar pe ambele părți se așază cîte o pînză rezistentă (îndeosebi transversal).

Îmbinarea benzilor cu cabluri de oțel se face prin vulcanizare, iar pregătirea și așezarea individuală a capetelor cablurilor se execută ca în fig. XXIV.42. Spațiul liber „*a*" dintre cabluri, care se umple cu o fișie de cauciuc, trebuie să fie de cel puțin 1,5 mm și se calculează cu expresia $a = kt - d$, în care : $t$ este pasul de așezare

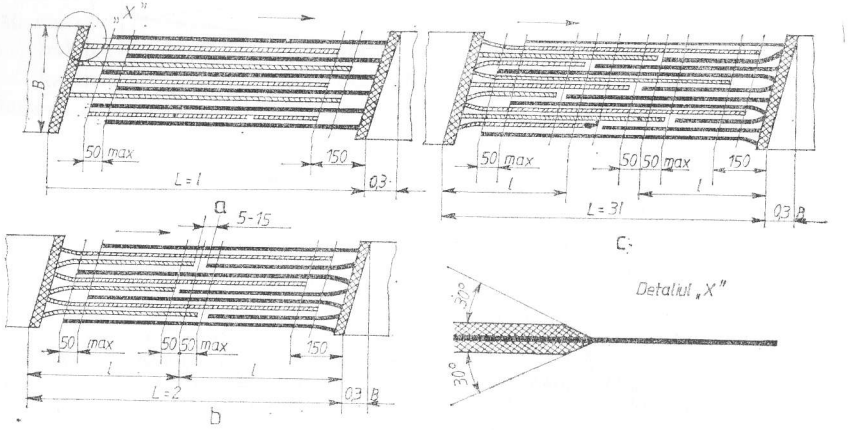



Fig. XXIV.42. Îmbinări cu pregătirea și așezarea individuală a cablurilor :
*a* — cu o treaptă ; *b* — cu două trepte ; *c* — cu trei trepte.

a cablurilor, în bandă ; $d$ — diametrul cablurilor, iar $k = 0{,}5$ pentru schema cu o treaptă $k = 0{,}66$ pentru schema cu două trepte și $k = 0{,}75$ pentru schema cu trei trepte. Lungimea medie $l_m$ a capetelor cablurilor trebuie să fie suficient de mare, așa încît, rezistența la smulgere să nu fie mai mică decît rezistența la rupere a unui cablu și se calculează cu expresia :

$$l_m = \frac{F_c}{\pi d \tau} \quad [\text{cm}],$$



în care : $F_c$ este rezistența la rupere a unui cablu, N ; $d$ — diametrul cablului, cm ; $\tau$ — rezistența specifică la alunecare a cablului, care are valoarea de 300 N/cm², cînd cablurile au diametru mic, de 4—5 mm, și scade la 250 N/cm², cînd cablurile au diametru de 8—10 mm.

Lungimea $l$ a unei trepte este egală cu :

$$l = cl_{med} + \frac{A}{n} \quad [\text{cm}]$$

unde : $c$ are valoarea 1 ; 0,75 și 0,66 corespunzător schemelor cu una, cu două sau cu trei trepte ; $A \simeq 30$ cm este suma lungimilor zonelor libere și de trecere de la capetele îmbinării și de la capetele cablurilor ; $n$ — numărul treptelor îmbinării.

*Tabelul XXIV.12*

**Dimensiuni pentru îmbinările benzilor cu cabluri de oțel**

| Tipul benzii | ST 800 | ST 1000 | ST 1250 | | ST 1600 | ST 2000 | ST 2500 | ST 3150 | ST 4000 | ST 5000 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Numărul de trepte ale îmbinării | 1 | 1 | 1 | 2 | 1 | 2 | 2 | 2 | 3 | 2 |
| Lungimea unei trepte, mm | — | — | — | 550 | — | 600 | 750 | 900 | 900 | 1000 |
| Lungimea $L$ a îmbinării, mm | 650 | 700 | 800 | 1100 | 900 | 1200 | 1500 | 1800 | 2700 | 2000 |

În tabelul XXIV.12 sînt prezentate dimensiunile îmbinărilor pentru benzile ce se fabrică de C.A.T.C. Pitești.

Îmbinarea în pană (fig. XXIV.43) este mult mai ușor de executat și este utilizată cu bune rezultate în Franța.

Capetele îmbinate între ele gata pentru vulcanizare, atît ale benzilor cu inserții cît și cu cabluri, se pudrează cu talc sau se acoperă cu hîrtie, iar vulcanizarea se face cu aparate electrice.

Întreprinderea ELECTROTIMIȘ fabrică șapte tipuri de astfel de aparate (fig. XXIV.44), în construcție normală (construcția antigrizutoasă se află în pregătire de fabricație), pentru benzi cu lățime de la 500 la 2500 mm. Plăcile de vulcanizare, care au incorporate rezistențe electrice în tub, trebuie să depășească în lungime zona de îmbinare, de fiecare parte, cu cel puțin 150 mm, iar în lățime cu cel puțin 75 mm. Reglarea temperaturii poate fi manuală sau automată. Temperatura de vulcanizare este de 145—140°C, cu o preîncălzire, timp de cîteva minute, la 100—110°C, cînd și presiunea trebuie să fie de minimum 100 N/cm². Timpul de vulcanizare, socotit din momentul în care s-a atins 145°, este $T_v = 2h$ [min], unde $h$ este grosimea benzii în mm, iar valoarea obținută se majorează cu 3 min pentru benzi cu cabluri și cu grosime pînă la 22 mm. Creșterea temperaturii peste 150°C conduce la scăderea rezistenței cauciucului și a îmbinării, iar scăderea temperaturii sub 140°C reclamă creșterea timpului de vulcanizare și scade calitatea vulcanizării. În cazul cînd se formează umflături cu gaze,

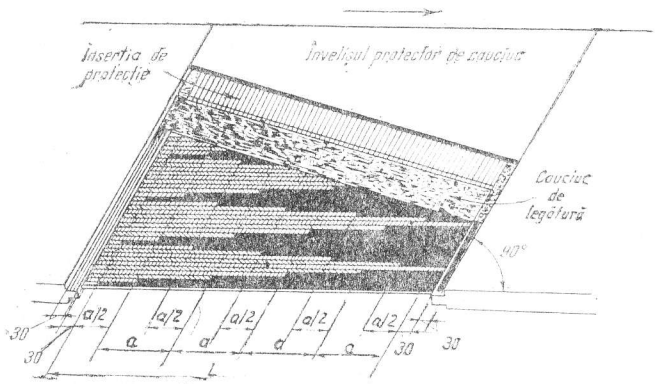



Fig. XXIV.43. Îmbinare cu pregătirea și așezarea cablurilor în grup sub formă de pană.

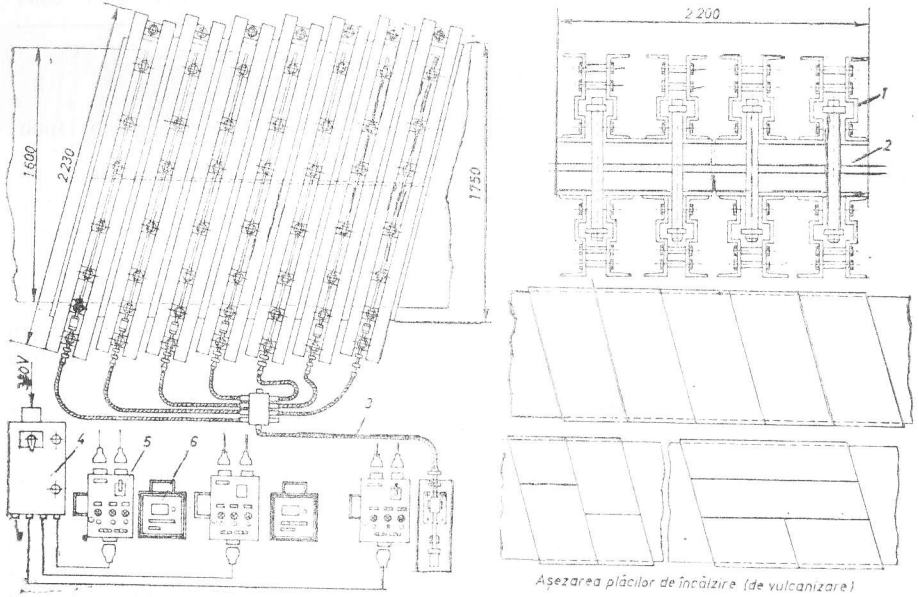



Fig. XXIV.44. Instalație de vulcanizat tip IVB-1600 cu putere instalată 67 kW și masă 27500 kg, pentru benzi cu lățimea de maximum 1600 mm și grosimea 8—30 mm :

*1* — presă hidraulică ; *2* — plăci de vulcanizare ; *3* — instalație hidraulică ; *4* — tablou de alimentare ; *5* — cutie de alimentare ; *6* — cutie de măsură.



acestea se înțeapă și se evacuează gazele. Pentru a reduce apariția umflăturilor, se recomandă ca la sfîrșitul vulcanizării temperatura să fie coborîtă la 60°.

Presa de vulcanizare tip PV cu masă de 2,8 t, de fabricație sovietică, este destinată să lucreze în mine grizutoase. Încălzirea se realizează cu lichid, a cărui circulație se asigură cu o pompă. Lichidul sub presiune asigură apăsarea necesară a diafragmelor de oțel între care se presează îmbinarea benzii cu 150 N/cm². Încălzitorul electric al lichidului are o putere de 21 kW.

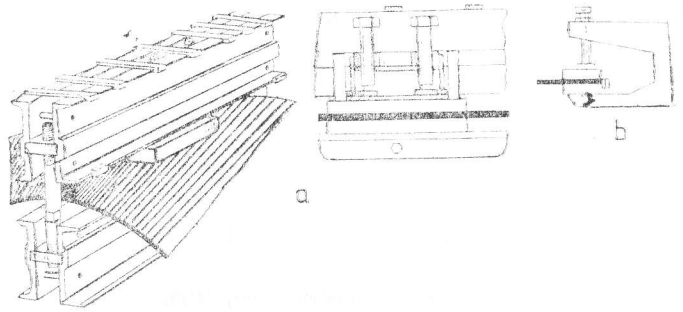



Fig. XXIV.45. Repararea învelișului benzii :

*a* — cu traversă de vulcanizare ; *b* — cu aparat portabil pentru repararea marginilor benzii.

Pentru repararea învelișului protector de cauciuc prin vulcanizarea de petece la cald, se folosesc traverse de la aparatul de vulcanizat îmbinări, cu strîngere mecanică sau hidraulică (fig. XXIV.45,*a*), sau aparate portabile pentru repararea zonelor de margine a benzii (fig. XXIV.45,*b*).

Vulcanizarea la rece a îmbinărilor prezintă pentru subteran următoarele mari avantaje față de vulcanizarea la cald : eliminarea operației grele de transport a aparaturii ; păstrarea calității benzii, care nu mai este supusă la temperaturi ridicate, ceea ce conduce la creșterea rezistenței îmbinării ; reducerea manoperei și a consumurilor cu 20—30 % ; reducerea timpului operației de vulcanizare cu pînă la 50 % ; vulcanizarea are loc la temperatura normală, fără să prezinte pericol în minele grizutoase. Dezavantajul acestei îmbinări este că necesită soluții speciale, care sînt mai scumpe decît în cazul vulcanizării la cald, iar după vulcanizare banda poate fi întinsă și intra în funcțiune numai după 2—3 ore pentru benzile de cauciuc și după 6—7 ore pentru benzile din PVC, iar încărcarea se va realiza progresiv pe parcursul a cîteva ore, pînă se atinge încărcarea nominală.

Vulcanizarea la rece se folosește și la repararea covoarelor de bandă.

Benzile uzate pot fi recondiționate dacă îndeplinesc următoarele condiții : rezistența benzii să reprezinte minimum 70—75 % din cea a unei benzi noi ; adîncimea exfolierilor la marginea benzii să nu fie mai mare de 5 cm ; pe 1 m² să nu fie mai mult de două spintecături longitudinale cu lungime pînă la 300 mm, sau de o spintecătură transversală cu lungime pînă la 300 mm, sau de trei străpungeri cu dimensiuni pînă la 50 × 50 mm, sau de două detcriorări a inserțiilor exterioare cu dimensiuni de maximum 300 × 300 mm ; învelișurile de cauciuc să nu fie complet uzate ; bucata de bandă ce îndeplinește condițiile de recondiționare să aibă o lungime de minimum 10 m.

**Construcția de traseu.** Traseul transportorului trebuie să fie cît mai aproape de un traseu rectiliniu, fără denivelări în plan vertical. În punctele în care transportorul schimbă unghiul de înclinare este necesar ca razele de racordare să nu fie mai mici decît anumite valori minime.

Raza minimă $R_{1\,min}$ în zona cu curbura în jos, în care ar putea apărea pericolul ridicării benzii de pe role și care nu se admite să aibă valoarea sub 45 m, se calculează cu relația :

$$R_{1\,min} = \frac{S}{q_b \cos^2 \beta} \quad [\text{m}],$$

în care : $S$ este efortul din bandă în zona curburii, N ; $q_b$ — greutatea benzii pe metru liniar, N/m ; $\beta$ — unghiul schimbării direcției (diferența celor două înclinări).

Cînd efortul din bandă $S$ este foarte mare și rezultă valori mari pentru $R_{1\,min}$, se admite calculul pentru cazul benzii încărcate cu expresia :

$$R_{1\,min} = \frac{S}{q + q_b} \quad [\text{m}] ;$$

în care $q$ este greutatea de material pe metru liniar, N/m.

Pentru $S$ se ia valoarea maximă, care apare în următoarele condiții : 1) cînd se transportă în sus, pentru cazul că transportorul este încărcat numai în amonte de curbură ; 2) cînd se transportă în jos (automotor), pentru cazul că transportorul este încărcat în aval.

La transportoarele magistrale și cînd unghiul de schimbare a direcției este mare, este de dorit ca curbura să aibă alura curbei lănțișorului, care se stabilește cu formulele clasice din mecanică.

Raza minimă $R_{2\,min}$ în zona cu curbura în sus, în care apar forțe suplimentare pe role, iar bordurile benzii sînt suprasolicitate se calculează cu relația :

$$R_{2\,min} = 100\, h_j \ [\text{m}]$$ și se verifică cu formula $R_2 \geqslant 12B$,

în care : $h_j$ este adîncimea jgheabului ce îl formează banda pe trei role, m ; $B$ — lățimea benzii, m.

Rezultă că $R_{2\,min}$ crește odată cu înclinarea rolelor laterale. În zona acestor curburi distanța între role se reduce în așa fel încît schimbarea direcției benzii pe o rolă să nu depășească 2°. Cînd eforturile din bandă sînt mari este de dorit ca pentru $R_2$ să se adopte valori de 1,5—2 ori mai mari decît cele rezultate din calcul.

Diametrul rolelor se alege în funcție de felul materialului și lățimea benzii (tab. XXIV.13). Diametrul minim este limitat și în funcție de viteza benzii, după cum urmează : 89 mm pentru $v = 2$ m/s ; 108 mm pentru $v = 2{,}5$ m/s ; 133 mm pentru $v = 3{,}15$ m/s ; 159 mm pentru $v = 4{,}0$ m/s și 194 mm pentru $v = 5$ m/s.

Utilizare largă a căpătat așezarea rolelor în ghirlandă. Numai la transportoarele cu înclinare mare se recomandă montarea rolelor pe suporți rigizi. Ghirlandele cu trei role se folosesc pentru benzi cu lățime pînă la 2250 mm, iar cele cu cinci role pentru benzi cu lățime peste 1400 mm. Ghirlandele cu cinci role se folosesc la benzi cu lățime sub 1800 mm numai în cazul rocilor grele și în bucăți mari.

În cazul ghirlandelor cu trei role, unghiul de înclinare al rolelor laterale trebuie să fie de 45—50°, dacă materialul are unghi mic de taluz (huilă, nisipuri, minereu



*Tabelul XXIV.13*

**Diametrul rolelor în funcție de lățimea benzii și felul materialului**

| Felul materialului | Masa specifică a materialului afînat [t/m³] | Lățimea benzii [mm] | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | 800 | 1000 | 1200 | 1400—1600 | 1800—2000 |
| | | Diametrul rolelor [mm] | | | | |
| Ușoare, cu granulație mică și medie, avînd dimensiunea medie pînă la 60 mm și, în general, pentru cărbune | <0,8 | 89 | 108 | 133 | 133 | 159 |
| | | 108 | 133 | 159 | 159 | 194 |
| Cu greutate și granulație medie, avînd dimensiunea medie între 61 și 160 mm | 0,8—1,6 | 133 | 133 | | | |
| | | | 159 | 159 | 159 | 194 |
| Grele, cu granulație medie și în bucăți mari, avînd dimensiunea medie mai mare de 100 mm | 1,7—2,5 | 159 | 159 | 159 | 194 | 194 |
| Lungimea unei role, cînd se montează trei role în ghirlandă, mm | | 310 | 380 | 460 | 530 | 670 |
| | | (315) | | (465) | 600 | 750 |

în bucăți mari etc. uscate) și 35—40° dacă materialul are unghi mare de taluz (lignit inferior, nisip umed etc. care sînt bine centrate la încărcare).

Pentru benzi cu lățime pînă la 1 m înclinarea rolelor este de 25—30°. Prin creșterea înclinării rolelor laterale se îmbunătățește și centrarea benzii și crește unghiul maxim sub care se poate realiza transportul.

Sistemul de suspendare al ghirlandelor de role trebuie să permită centrarea benzii și scoaterea din funcțiune a ghirlandei cu role defecte chiar în timpul funcționării transportorului.

Distanța între suporții rigizi cu role este de 900...1400 mm, iar între ghirlandele de role 1000—1500 mm (scade cu creșterea lățimii benzii, a densității materialului și a bucăților de material). Distanța între role trebuie să verifice și condiția de săgeată a benzii:

$$f = \frac{(q + q_b) l_p^2}{8 S_p} \quad [\text{m}]; \qquad l_p \leqslant \frac{(0{,}16 \ldots 0{,}25) S_p}{q + q_b} \quad [\text{m}],$$

unde: $f \leqslant (0{,}02 \ldots 0{,}03) l_p$ (valoarea maximă se ia pentru viteză mică) este săgeata benzii, între două role, m; $q$ — greutatea materialului pe metru liniar de bandă, N/m; $q_b$ — greutatea benzii pe metru liniar, N/m; $l_p$ — distanța între doi suporți cu role, m; $S_p$ — forța de tracțiune din bandă, N.

Din această condiție rezultă că pe traseul transportorului distanța între role poate să crească odată cu creșterea efortului din bandă, ajungînd pînă la 3—4 m. În acest caz, pentru a evita formarea unei săgeți mari cînd transportorul este oprit, se prevăd ghirlande de role intermediare mai coborîte, pe care se sprijină banda în stare de repaus.

Pe ramura goală distanța între suporții cu role este de 2—4 ori mai mare decît cea de pe ramura plină (valoarea maximă se ia pentru lățimi mari de bandă și densitate mare a materialului).

Transportoarele ce lucrează pe plane înclinate sub unghi mai mare de 10° trebuie să aibă dispozitive de siguranță pentru prinderea benzii în cazul că se rupe, care se montează la intervale de 40...70 m (crește cu micșorarea înclinării) și trebuie să îndeplinească următoarele condiții: declanșare automată fără să deterioreze banda: timpul de intrare în funcțiune să fie cît mai mic și să frîneze lin (mai ales la transportul în jos).

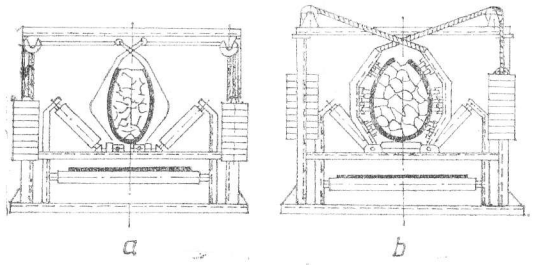



Fig. XXIV.46. Dispozitiv de prindere a benzii.

Dispozitivul din fig. XXIV.46,*a*, are două pîrghii ce string banda și care sînt acționate cu contragreutăți, a căror declanșare este comandată de un traductor de control al ruperii benzii. Pentru o frînare cît mai lină, fără suprasolicitarea benzii, cele două pîrghii pot avea role montate pe conturul cu care vin în contact cu banda (fig. XXIV.46,*b*)



Pentru benzi cu cord de oțel se pot folosi dispozitive magnetice, ce constau dintr-o baterie de electromagneți amplasați între cele două ramuri ale benzii și a căror alimentare este comandată de traductorul detector al ruperii benzii.

Traductoarele de detectare a ruperii benzii trebuie să aibă inerție cît mai mică și pot fi *mecanice*, *electromecanice* și *inductive*.

Traductoarele mecanice sînt cu rolă acoperită cu cauciuc și controlează săgeata benzii.

Traductorul electromecanic poate fi format dintr-o rolă ce se află în contact permanent cu banda, care este cuplată cu un tahogenerator prin intermediul unui cuplaj antigiratoriu (de sens de rotire) amplasat chiar în rolă.

Atît pentru detectarea ruperii benzii, cît și pentru avertizarea prealabilă a deteriorării structurii interne a benzilor cu cabluri de oțel se folosesc defectoscoape Röentgen sau inductive.

Numărul dispozitivelor de siguranță pentru prinderea benzii pe traseu și, respectiv, al detectoarelor ruperii benzii se calculează cu expresia:

$$n_s \geqslant \frac{S_{max}}{F_s},$$

în care: $S_{max}$ este efortul maxim din bandă ce apare la capul superior al transportorului, N; $F_s$ — forța de reținere a unui dispozitiv de prindere, N.

În expresia dată se poate lua semnul egal numai cînd dispozitivele de prindere au un circuit comun de comandă pentru intrarea simultană în funcțiune și sînt prevăzute cu sisteme de amortizare a șocului de prindere.

**Stații de acționare și de întindere.** Acționarea este de obicei amplasată la capul de descărcare. Numai cînd se transportă în jos pe plane înclinate acționarea se află la capul superior de întoarcere.

Construcția și alegerea capului de acționare depinde în principal de schema de înfășurare a benzii pe tobe (fig. XXIV.47), care trebuie să corespundă următoarelor condiții: banda să se înfășoare pe un număr cît mai mic de tobe, întrucît fiecare înfășurare suplimentară conduce la creșterea uzurii benzii și a consumului de energie: să se folosească două tobe motoare numai cînd unghiul de înfășurare pe o tobă motoare de 270° nu este suficient pentru transmiterea forței de tracțiune; este de dorit ca banda să se înfășoare pe ambele tobe motoare cu suprafața nelucrătoare; la transportoarele staționare toba de descărcare este și de acționare, cînd construcția stației în subteran permite acest lucru (în cariere toate transportoarele au toba de descărcare și de acționare); toba de întindere se amplasează la capul de acționare, cu excepția cazului cînd se transportă pe plane înclinate în sus, cînd toba de la capul de întoarcere este și de întindere.

Diametrul tobelor crește cu rigiditatea benzii. În cazul benzilor cu inserții din fibre sintetice, diametrul tobelor motoare se stabilește cu formula:

$$D_m \geqslant (0{,}04\ \sigma_r n_i + 400)\ K \qquad [\text{mm}],$$

în care: $\sigma_r$ este rezistența specifică la rupere a unei inserții, N/cm; $n_i$ — numărul inserțiilor de rezistență; $K = (1 + B)$ — coeficient ce ține seama de lățimea benzii, unde $B$ este lățimea benzii, m (unii autori consideră că nu trebuie ținut seama de lățimea benzii, în care caz $K = 1$).

Pentru benzi cu cabluri de oțel diametrul tobelor motoare se stabilește cu expresia :

$$D_m \geq 125\,(d_c + 2) \quad [\text{mm}], \quad \text{iar} \quad \frac{D_m}{\delta} = 1600 \ldots 2500,$$

în care : $d_c$ este diametrul cablului, mm (unii autori consideră că diametrul rezultat trebuie majorat cu 10—15% la benzi cu lățime mare, peste 1,5 m) ; $\delta$ — diametrul sîrmei din cablu.

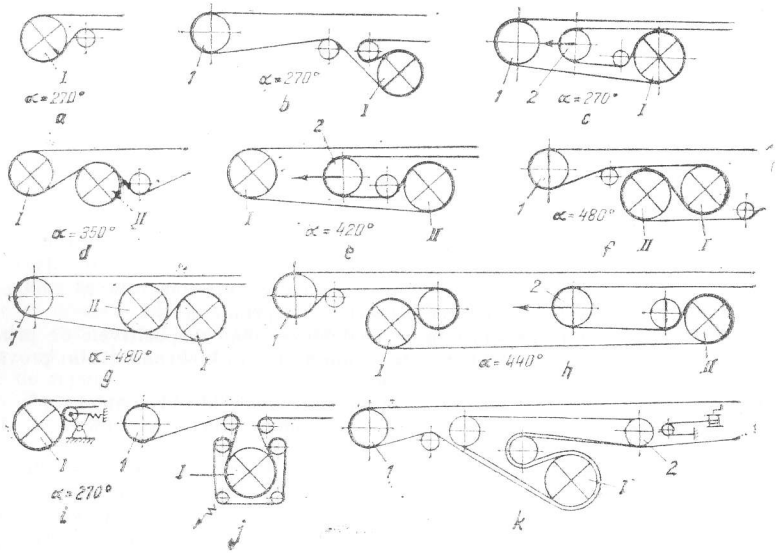



Fig. XXIV.47. Scheme de înfășurare a benzii pe tobe la capul de acționare :
*a*... *c* — scheme cu o tobă motoare; *d*... *h* — scheme cu două tobe motoare; *i*... *h* — scheme speciale cu o tobă motoare; *I* și *II* — tobe motoare; *1* — tobă de descărcare liberă; *2* — tobă liberă, care poate fi folosită pentru întinderea benzii.

Pentru benzile cu cabluri, presiunea cu care apasă cablurile pe stratul protector din inserții trebuie să nu depășească 300 N/cm² și se calculează cu expresia :

$$\sigma_c = \frac{2\,S_{max}}{n_c d_c D_m} \quad [\text{N/cm}^2],$$

în care : $S_{max}$ este efortul maxim din bandă, N ; $n_c$ — numărul cablurilor din bandă ; $d_c$ — diametrul cablurilor, cm ; $D_m$ — diametrul tobei de antrenare sau de descărcare, la care apare efortul maxim în bandă, cm.

Tobele motoare se acoperă cu cauciuc avînd modelul din fig. XXIV.48 și duritate la suprafață de 45—70 Shore (crește odată cu efortul din bandă), iar în interior pînă



la 90 Shore. Capetele tobelor se recomandă să fie conice cu pantă de 1 : 128 pe lungime de 0,25 din lungimea tobei, în scopul protejării marginilor benzii.

Diametrul tobelor de descărcare se recomandă să fie egal cu 0,85 din cel al tobelor motoare, iar al tobelor de întindere și de întoarcere egal cu 0,6—0,7 (crește cu unghiul de înfășurare) din cel al tobelor motoare. Transportoarele cu puteri mici au toate tobele cu același diametru.

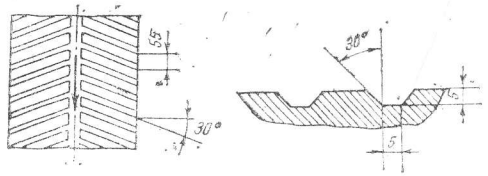



Fig. XXIV.48. Model pentru cauciucul de acoperire a tobelor motoare.

Pentru distanțe mari de transport, atît pe orizontală cît și pe plane înclinate în sus, în scopul eliminării punctelor de descărcare încărcare, precum și al reducerii cheltuielilor de achiziționare de benzi cu rezistență foarte mare la rupere, se folosesc transportoarele cu acționări intermediare de traseu (fig. XXIV.49), ce pot avea lungime pînă la 20 km. Lungimea benzii motoare se calculează cu expresia :

$$L_{bm} = \frac{F}{(q + q_b) f \cos \beta} \quad [\text{m}],$$

în care : $F$ este forța de tracțiune a benzii motoare care trebuie transmisă prin frecare benzii de transport, N ; $q$ — greutatea materialului pe metru liniar de bandă, N/m ; $q_b$ — greutatea unui metru de bandă de transport, N/m ; $f$ — coeficientul de frecare dintre cele două benzi cu valori de 0,3—0,4, în funcție de atmosfera minieră ; $\beta$ — înclinarea transportorului.

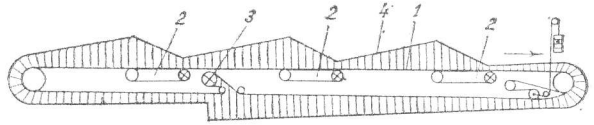



Fig. XXIV.49. Schemă de transportor cu bandă pe role și cu acționări de traseu :
*1* — bandă purtătoare ; *2* — acționări intermediare de traseu cu bandă motoare ; *3* — acționare cu tobă motoare *4* — diagrama eforturilor în bandă.

La transportoarele ce lucrează pe orizontală sau pe înclinare mică în jos, o soluție parțială pentru creșterea lungimii este ca în afară de acționarea (acționările) de la capul de descărcare să se prevadă acționare și la toba capului de întoarcere.

Fiecare tobă motoare are unul sau două (cîte unul pe fiecare parte) grupuri de acționare, care pot avea motorul electric așezat paralel sau perpendicular pe transportor. Așezarea paralelă se întîlnește cel mai frecvent în subteran, cînd puterea motorului nu depășește 200 kW. La puteri pînă la 125 kW, motorul, cuplajul hidraulic și reductorul pot avea construcție flanșată-bloc, iar reductorul se montează pe peretele lateral al șasiului în care este montată toba. Întotdeauna, cînd condițiile subterane permit, la

transportoarele staționare motoarele se așază perpendicular pe transportor. În acest caz, puterea unui motor poate ajunge pînă la 5000 kW.

Capetele de acționare ale transportoarelor din exploatări la zi au grupurile de acționare cu motorul amplasat paralel cu transportorul chiar la puteri mari, de 1000 kW. Aceasta pentru a nu avea lățime mare, deoarece întreaga stație de acționare este formată dintr-o construcție metalică, care este montată pe șenile, în cazul transportoarelor nestaționare și semistaționare, sau pe picioare de sprijin fixate în fundații de beton, în cazul transportoarelor staționare.

Cînd acționarea se face cu motoare cu rotor în scurtcircuit cu putere pînă la 250 kW, este necesar să se utilizeze cuplaje hidraulice cu pornire lină, care reduc raportul între momentul de pornire și cel nominal pînă la 1,3 și atenuează vibrațiile. Pînă la 50 kW nu este absolut necesară folosirea cuplajelor hidraulice.

Motoarele cu putere mai mare de 200 kW trebuie să fie cu rotor bobinat care nu necesită cuplaje hidraulice și care corespund cel mai bine condiției ca momentul din perioada pornirii să se mențină la o valoare egală cu 1,2—1,3 ori momentul nominal, iar timpul de pornire în sarcină să ajungă pînă la 50—60 s. Caracteristica aplatizată a acestor motoare asigură și stabilitate în repartizarea încărcării motoarelor. Mai ales la puteri mari, legătura între aceste motoare și reductor se recomandă să se facă cu cuplaje electromagnetice cu pulbere.

Reductoarele au două (rareori trei) perechi de roți dințate. Cînd motorul este așezat perpendicular pe transportor se folosesc și reductoare planetare.

Acționarea transportoarelor cu bandă, îndeosebi magistrale, care au viteză mare trebuie să permită și realizarea pe cale mecanică, electrică sau combinat a unei viteze de circa 0,5 m/s, necesară controlului benzii, opririlor precise și, eventual, transportului personalului (pînă la 1 m/s). Uneori, pentru antrenarea transportorului gol și cu viteză redusă se folosește un motor auxiliar.

Pentru transportoare colectoare magistrale prezintă interes folosirea motoarelor cu mai multe turații, care permit schimbarea vitezei benzii.

Cînd se transportă pe plane înclinate cu unghi mai mare de 6—8°, transportorul este prevăzut cu frîne, care se montează pe arborele de intrare în reductor, cînd sînt pe disc sau cu saboți, sau se montează pe arborele tobei motoare, cînd sînt cu saboți.

În funcție de înclinarea transportorului, frînele se montează la unul sau mai multe grupuri de acționare.

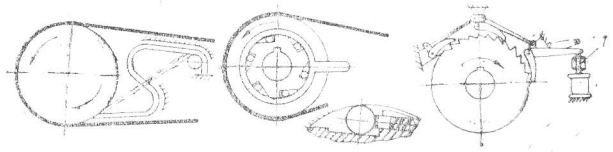



Fig. XXIV.50. Dispozitive contra rotirii inverse (antigiratorii):

*a* — cu bandă; *b* — cu bile; *c* — cu clichet; *1* — motor electric (sau electromagnet cu contragreutate) pentru ridicarea clicheților la pornirea transportorului.

Transportoarele ce transportă numai în sus și nu sînt reversibile, în afară de frîne, au tobele, sau arborii tobelor, sau capul unuia din arborii reductorului, prevăzuți cu dispozitive antigiratorii (fig. XXIV.50). Atît frînele, cît și dispozitivele antigiratorii



cu clichet, sînt reglate în așa fel încît se aplică după ce viteza a coborît la 0,3—0,5 m/s. În cazuri deosebite (de exemplu prin tragerea de cablul contactoarelor de traseu) nu se mai ține seama de această condiție.

Cînd transportul se face în jos sau cînd transportorul este reversibil, se montează frîne și la arborele tamburului de la capul superior, în care caz, chiar dacă este liber, este acoperit cu cauciuc. La aceste transportoare se recomandă ca primii arbori ai reductoarelor să aibă frîne suplimentare de rezervă, montate chiar cîte una pe fiecare parte a reductorului.

În cazul transportului pe plane înclinate în jos, la arborele din mijloc al reductorului se poate cupla generatorul.

Coeficientul de siguranță este 1,5—2,0 pentru frîne și 3 pentru dispozitive antigiratorii, față de forța automotoare ce apare la deplasarea benzii cu material în jos.

Sistemul de întindere se amplasează de obicei după tobele motoare. Amplasarea la toba capului de întoarcere se recomandă numai la transportoare cu lungime mică sau la transportoare ce lucrează pe plane înclinate (cînd întinderea se realizează în principal datorită greutății proprii a benzii de pe ramura goală).

Sistemele de întindere rigide cu șurub sau cu troliu (manual sau electric), care întind banda la anumite intervale de timp, se folosesc numai la transportoare de capacitate și lungime mică.

Sistemele cu menținerea forței de întindere constantă pot fi: *cu contragreutate* (pentru comanda ridicării automate pot fi prevăzute traductoare de cap de cursă), care nu necesită echipament special de comandă, în schimb au gabarit mare (XXIV.51, *a*, *b* și *c*) fiind recomandate pentru transportoare staționare și mai ales cînd lucrează pe plane

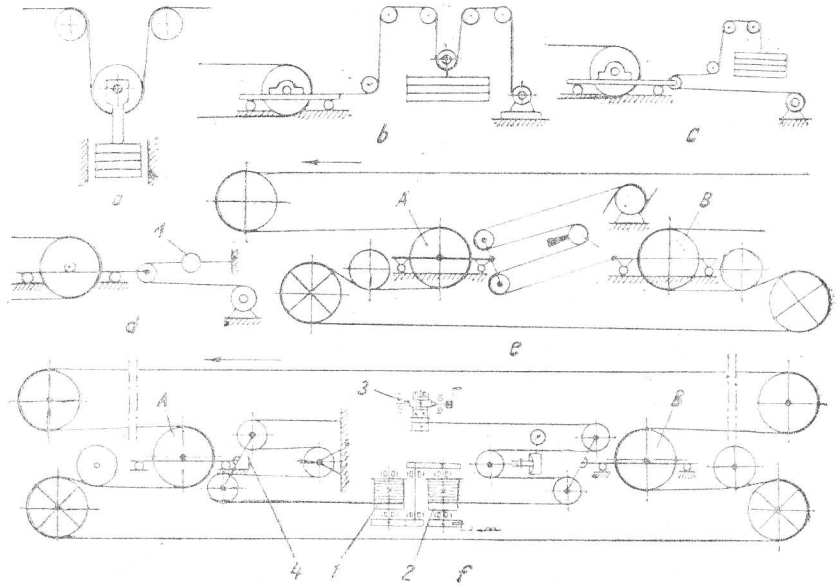



Fig. XXIV.51. Sistem de întindere.

înclinate ; *cu troliu comandat automat de un traductor hidraulic* sau *ohmic* *1* (fig. XXIV.51, *d*) care atunci cînd forța de întindere scade cu 20% sub cea nominală cuplează troliul și cînd această forță depășește cu 20% pe cea nominală decuplează troliul. La pornirea transportorului intră mai întîi în funcțiune troliul de întindere. Aceste sisteme mențin forța de întindere cu 35—50% mai mare decît cea necesară de regim pentru a asigura nealunecarea benzii la pornire. Pentru a elimina acest neajuns, în schema de comandă se poate pune condiția suplimentară ca la pornire să se realizeze o forță de întindere mai mare, iar după atingerea vitezei nominale forța de întindere să scadă automat la valoarea de regim.

La sistemul din figura XXIV.51,*e* tobele libere *A* și *B* sînt legate între ele cu un sistem mecanic de echilibrare, care asigură menținerea unui raport constant $i = \frac{S_i}{S_{\hat{a}}} = \frac{3}{2}; \frac{2}{1}; \frac{5}{2}; \frac{3}{1}; \frac{4}{1}$ și $\frac{6}{1}$ (în practică se folosesc mai mult raporturile 2 și 4), iar forța de întindere se controlează cu traductorul hidraulic *1*.

La sistemul din figura XXIV.51, *f* mecanismul de echilibrare fix este format din două tobe *1* și *2* de același diametru, care sînt legate cinematic între ele prin două perechi de roți dințate, ce au un raport de transmitere egal cu *i*. Tobele *A* și *B* sînt mobile, iar întinderea prealabilă și periodică se realizează cu troliul manual *3*, cînd căruciorul tobei *A*, după consumarea cursei, se oprește cu opritorul *4*, după care sistemul începe să lucreze ca un sistem de întindere rigidă.

Raportul necesar *i* al mecanismului de echilibrare se calculează cu expresiile :

— pentru transportoare cu o tobă :

$$i = \frac{\eta}{K_f} e^{\mu\alpha};$$

— pentru transportoare cu două tobe acționate independent :

$$i = \frac{\eta}{K_f} [(e^{\mu_2\alpha_2} - 1)(c + 1) + 1],$$

în care : $\eta = 0{,}9 \ldots 0{,}85$ este randamentul întregului mecanism de echilibrare ; $K_f = 1{,}2 \ldots 1{,}25$ — coeficient de rezervă a forței de frecare pe tobe ; $e^{\mu\alpha}$ — factorul de tracțiune al tobei motoare ; $e^{\mu_2\alpha_2}$ — factorul de tracțiune al celei de a doua tobe motoare ; $c_i = F_0'/F_0''$ — raportul între forțele de tracțiune la periferia celor două tobe motoare în funcție de puterea instalată a motoarelor.

Buna funcționare a sistemelor de întindere cu mecanism de echilibru depinde și de întinderea corectă inițială a benzii $S_{\hat{a}\,min}$, care se calculează cu expresiile :

— pentru acționări cu o tobă motoare :

$$S_{\hat{a}\,min} \geqslant \frac{G(i + 1)f}{(e^{\mu\alpha} - 1)(1 + k_t)} \quad [\mathrm{N}];$$

— pentru acționări cu două tobe motoare :

$$S_{\hat{a}\,min} \geqslant \frac{G(i + 1)f}{[(e^{\mu_2\alpha_2} - 1)(c + 1)\eta - (i - \eta)](1 + k_t)} \quad [\mathrm{N}],$$



în care : *G* este greutatea tobei mobile de întindere, N ; *f* — coeficientul de rezistență la mișcare al tobei mobile de întindere ; $k_t \simeq 1{,}06$ — coeficient ce ține seama de pierderile în tobe.

Sistemele de întindere automată cu mecanism de echilibrare au inerție mult mai mică decît cele cu troliu și traductor hidraulic, în schimb, se recomandă numai pentru transportoare magistrale ce lucrează pe orizontală sau pe lucrări cu înclinare mică.

Cînd se folosesc sisteme automate de întindere, transportorul trebuie să fie echipat cu un dispozitiv, care, sau limitează forța maximă de întindere, sau oprește automat funcționarea transportorului cînd forța de tracțiune sau tensiunea maximă din bandă depășește pe cea maximă admisibilă, permițînd însă supraîncărcări de scurtă durată.

Pentru sistemele de întindere automate, mărimea cursei tobei de întindere a benzii, $C_{\hat{i}}$, se calculează cu expresia :

$$C_{\hat{i}} = aL + l_m \quad [\mathrm{m}],$$

în care *a* este coeficientul de alungire a benzii sub sarcina de lucru și are valorile 0,015—0,025 pentru benzi cu inserții din fibre sintetice și 0,0015—0,0025 pentru benzi cu cabluri de oțel (valorile minime se iau pentru transportoare cu lungime mare și invers) ; *L* — lungimea transportorului, m ; $l_m$ — lungimea cursei de montaj, m, care se ia egală cu lățimea benzii cînd îmbinarea este mecanică și de două ori lățimea benzii cînd îmbinarea este prin vulcanizare.

Transportoarele extensibile, folosite pentru evacuarea materialului la săparea lucrărilor miniere înclinate sau orizontale, sau în galeria de bază, unde primesc cărbunele de la transportorul cu raclete reîncărcător, au un sistem de înmagazinare a benzii cu o lungime ceva mai mare decît lungimea unui tronson de bandă, care este de maximum 80—90 m, cînd îmbinarea benzii este demontabilă, și pînă la 300 m, cînd îmbinarea

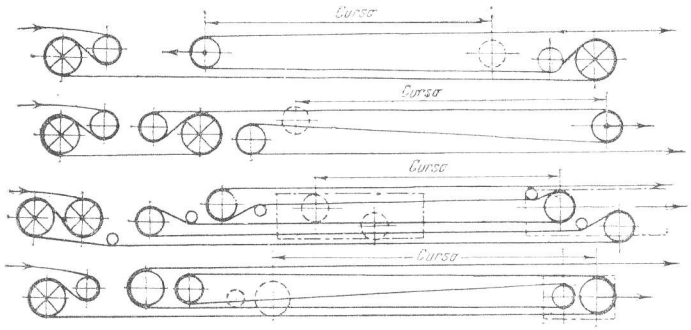



Fig. XXIV.52. Sisteme pentru înmagazinarea benzii la transportoare extensibile.

se face prin vulcanizare (cum este cazul benzilor cu cabluri). Capacitatea de înmagazinare depinde de numărul înfășurărilor benzii și de cursa tobei (tobelor) mobile, care sînt și de întindere automată (fig. XXIV.52). Transportoarele extensibile reprezintă o construcție particulară a tipurilor de transportoare semistaționare din galeria de bază.

**Echipamente pentru stațiile de încărcare și de descărcare.** La capul de descărcare se montează dispozitive de curățire a benzii, dintre care utilizarea cea mai mare o au cele cu raclete. Racletele pot fi simple (așezate două) sau duble (fig. XXIV.53,*a* și *b*). Dispozitivul cu mai multe raclete montate pe cîte o tijă elastică (fig. XXIV.53,*c*) asigură o apăsare uniformă pe lățimea benzii.

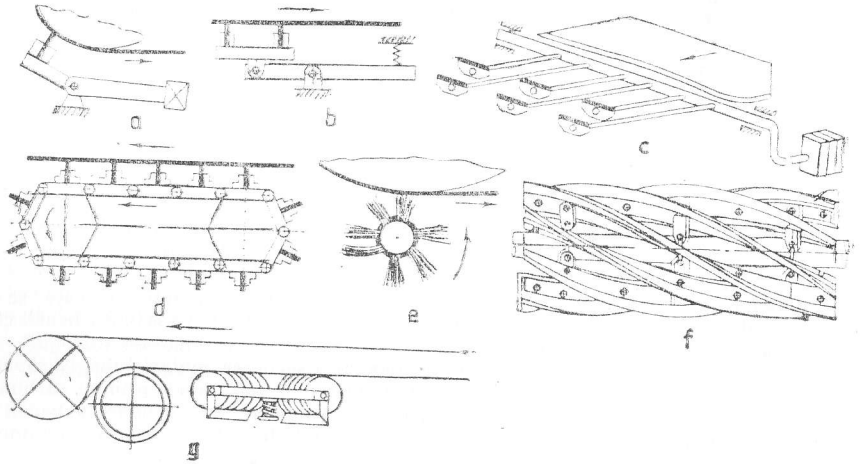



Fig. XXIV.53. Dispozitive de curățire a benzii.

Eficiența curățirii benzii scade odată cu creșterea vitezei acesteia față de racletă, motiv pentru care la viteze mai mari de 2,5 m/s se recomandă dispozitive cu raclete montate pe lanțuri active (fig. XXIV.53,*d*) care se deplasează în același sens cu banda, dar cu viteză mai mică decît a benzii. Racletele au marginea din bandă de cauciuc cu duritate de 70—80 Shore și cu grosime de 10—20 mm, iar presiunea de apăsare trebuie să nu depășească 0,1 bar.

Rolele cu perii (fig. XXIV.53,*e*) au diametrul de 300—500 mm și turații între 200 și 700 rot/min, iar firele sînt din capron cu diametrul de 2—3 mm. Periile, care sînt în număr de 8—10 pe o rolă, trebuie să fie ușor demontabile. Sînt și role care au periile sau nervurile din cauciuc montate elicoidal (fig. XXIV.53,*f*), care reduc murdărirea periilor.

Scheletul metalic al rolei trebuie să aibă spații libere cît mai mari, pentru a evita înfundarea și a evacua materialul curățat. Periile trebuie să aibă apăsare elastică cu o presiune de 0,1—0,3 bar.

Rolele din figura XXIV.53,*g* au discuri din cauciuc cu diametrul de 400 mm, iar curățirea lor se face cu un dispozitiv sub formă de greblă. Pe capătul axului rolei se poate monta o roată de frînare cu palete ce se rotește într-un rezervor cu lichid, pentru a realiza o viteză periferică a rolei mai mică decît a benzii.

Dispozitivele de curățire prin vibrații se amplasează după tobele motoare.

Indiferent de sistemul de curățire folosit, se recomandă ca acesta să fie precedat de un dispozitiv cu racletă montat la toba de descărcare, care asigură curățirea grosieră.



La transportoarele staționare, în punctele de curățire se montează sub bandă un transportor cu raclete pentru colectarea și evacuarea materialului, care are viteză de 0,15—0,20 m/s.

Cînd materialul fin rămas lipit pe bandă are tendință mare de lipire și colmatare pe rolele ramurii goale, la transportoarele magistrale cu lungime mai mare de 200 m se poate folosi soluția de întoarcere a benzii la cele două capete ale transportorului (fig. XXIV.54). Sistemul cu role verticale este cel mai simplu, dar solicită marginile benzii și reclamă înălțime mare.

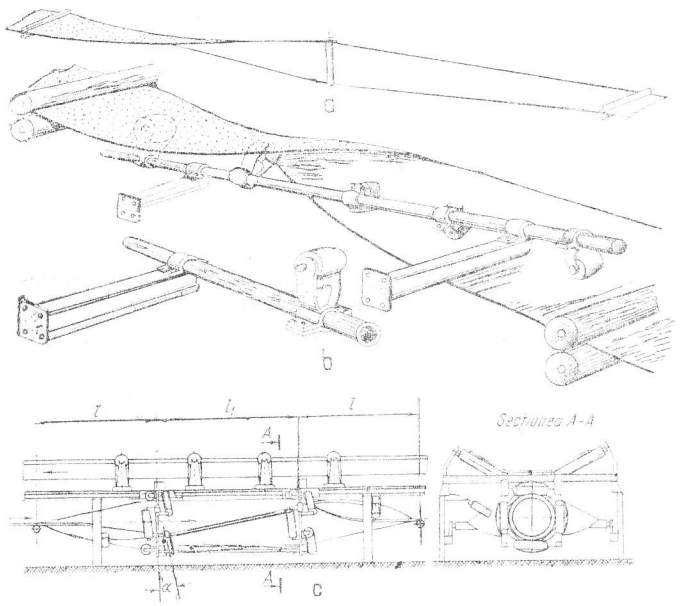



Fig. XXIV.54. Sisteme pentru întoarcerea benzii pe ramura goală:
*a* — cu role verticale; *b* — cu role orientabile interioare; *c* — cu role de susținere și orientare exterioară.

În fața tobei de întoarcere și pe traseu, la intervale de circa 200 m, se așază deasupra benzii de pe ramura inferioară cîte un plug de curățire a materialului căzut pe această ramură a benzii. Dacă materialul este uscat, în locul acestor pluguri se poate da benzii forma de albie cu curbura în sus (cu două role înclinate).

Dispozitivele de încărcare este de dorit să imprime curentului de material, înainte de a lua contact cu banda, o viteză cît mai apropiată de cea a benzii, ca mărime, direcție și sens; să asigure un debit constant de alimentare.

Ca dispozitive de încărcare utilizare mare au *jgheaburile cu marginea din față tăiată curb* și terminate cu un grătar (fig. XXIV.55), prin care cad mai întîi

granulele mici. Mărimea bucăților ce trec prin grătar trebuie să nu depășească 25 mm. Înălțimea liberă sub marginea jgheabului este de circa 50 mm. Înclinarea jgheabului este de 35—45° cînd materialul este uscat și de 60—70° cînd este umed. Jgheaburile pot fi suspendate elastic, ceea ce face să capete vibrații la căderea bucăților mari, iar barele grătarelor pot avea cîte un arc.

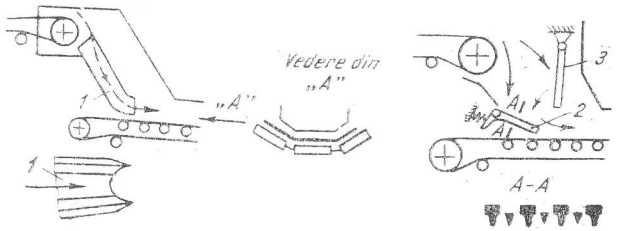



Fig. XXIV.55. Dispozitive cu jgheab pentru încărcarea materialului:

*1* — jgheab cu marginea din față tăiată curb; *2* — jgheab cu grătar; *3* — scut deflector.

Pentru încărcarea dintr-un siloz sau rostogol, se folosesc *alimentatoare cu bandă din plăci metalice*, cu bandă de cauciuc sau vibrante, care pot fi combinate cu un jgheab.

Pentru centrarea materialului pe bandă, în punctul de încărcare se mărește înclinarea rolelor laterale la 45°, iar pe margine se montează borduri (fig. XXIV.56). Lungimea bordurilor trebuie să fie egală cu distanța pe care materialul are viteză diferită de cea a benzii și se ia de 2—5 ori mai mare decît lățimea benzii. Distanța între cele două borduri este de 0,6—0,7 din lățimea benzii (raportul crește cu lățimea benzii).

Rolele de amortizare din punctele de încărcare sînt din țeavă cu diametrul de 65 sau 89 mm, pe care sînt montate inele de cauciuc de diferite forme cu diametrul de 150—250 mm.

În punctele de cădere a materialului, pe role se pot monta pneuri (dacă se încarcă bulgări cu muchii ascuțite, iar viteza benzii este mică), iar ghirlandele de role

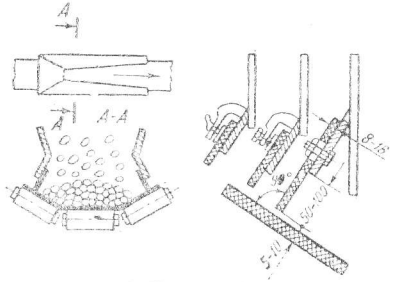


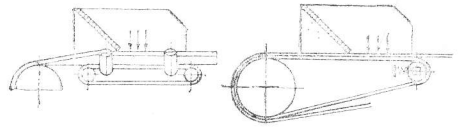

Fig. XXIV.56. Montarea bordurilor cu bandă din cauciuc ignifug fără inserții.

se suspendă prin intermediul unor arcuri de cauciuc și au trei role cînd lățimea benzii este mai mică de 1000 mm, cinci role cînd banda are lățime de 1000—1200 mm și șapte role cînd lățimea benzii este mai mare de 1200 mm. Distanța între ele este de 0,4—0,6 m, iar materialul trebuie să cadă între role.



Atît pentru amortizarea loviturilor, cît și pentru protejarea benzii împotriva străpungerilor, sub bandă se poate monta o bandă ajutătoare (fig. XXIV.57), cînd se mărește și distanța dintre suporții între care cade materialul. Pentru a elimina străpungerile, la 100—150 mm sub banda de transport sau sub banda ajutătoare, se poate

Fig. XXIV.57. Amortizarea căderii bulgărilor cu o bandă ajutătoare.



monta o bandă metalică sau chiar o placă, cu care banda de cauciuc vine în contact în momentul loviturilor.

La suprafața minei și în uzinele de preparare se folosesc *dispozitive pentru descărcarea materialului pe traseul transportorului*, mai ales cînd descărcarea se face în diferite puncte ale silozurilor (figura XXIV.58). *Dispozitivele cu plug* sînt simple, dar uzează

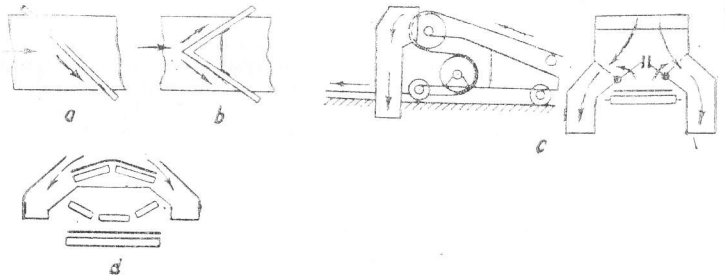



Fig. XXIV.58. Dispozitive pentru descărcare pe traseul transportoarelor:

*a* și *b* — cu plug; *c* — dispozitiv mobil cu două tobe; *d* — dispozitiv mobil cu albierea inversă a benzii.

puternic banda, putînd fi folosite la materiale neabrazive și cînd viteza benzii este sub 1,5 m/s. Celelalte dispozitive nu uzează banda, însă sînt voluminoase.

Pentru extragerea obiectivelor metalice din materialul transportat pe benzi se folosește un *extractor electromagnetic* (fig. XXIV.59), care are forță de extracție pînă la 300 N și care este compus din electromagnetul *1*, banda de cauciuc cu nervuri transversale *2*, grupul de acționare a benzii *3* și rama *4*, prin intermediul căreia extractorul poate fi suspendat pe tiranți sau așezat pe suporți.

*Transportoare pentru înclinări mari*

Înclinarea maximă la care pot transporta benzile cu suprafață netedă este de 16—18°, cînd materialul este în bucăți mari, și poate ajunge pînă la 20—22°, cînd materialul este mărunt, iar înclinarea rolelor laterale este de 35—40°. Cînd se transportă în jos, unghiul maxim este de 14—16°. Creșterea înclinării la valori mai mari se poate realiza prin folosirea de benzi cu nervuri înalte pe suprafața de lucru, prin creșterea forței de apăsare a materialului pe bandă sau combinat.

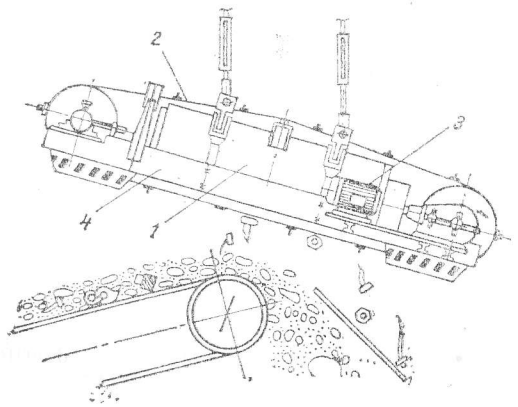


Fig. XXIV.59. Extractor electromagnetic ce se execută la U.U.M.R. Crișcior.

*Benzile cu nervuri* (fig. XXIV.60, *a* ... *e*), ce au înălțimi pînă la 25 mm, permit creșterea unghiului de înclinare pînă la 25—30° și pot transporta numai materiale sortate, fără bucăți mari. Benzile din fig. XXIV.60,*f* permit transportul de materiale în bucăți de mărime mijlocie la unghiuri pînă la 35—50°, însă deplasarea lor pe ramura goală se poate realiza fie pe role de construcție specială, pe discuri, fie prin întoarcerea benzii cu 180°, cînd suporții de pe ramura goală au cîte două role înclinate la 15°.

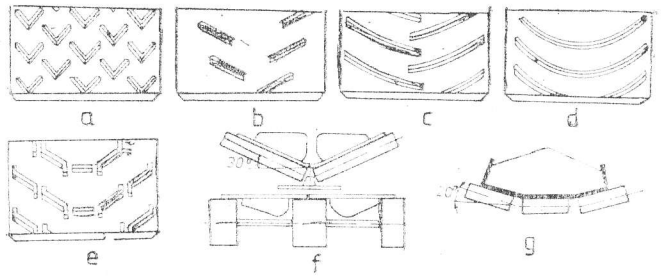


Fig. XXIV.60. Benzi pentru înclinări mari.

*Benzile cu borduri laterale ondulate* (fig. XXIV.60,*g*) și cu înălțime de 50—200 mm, în afară de faptul că permit creșterea unghiului de înclinare a transportorului cu 2—3° față de benzile obișnuite, asigură și o creștere a debitului cu pînă la 80%, reducerea căderilor laterale a materialului și micșorarea cheltuielilor de transport.

Toate benzile din fig. XXIV.60 au următoarele dezavantaje comune: se execută greu și sînt mult mai scumpe decît benzile obișnuite; nu permit transportul de materiale umede și cu tendință de lipire pe bandă; transportorul nu poate avea decît o tobă motoare. Prin creșterea unghiului $\alpha$ al rolelor laterale la 105° (fig. XXIV.61,*a*), transportorul poate avea înclinări pînă la 30—35°. Cînd se folosesc mai multe role în



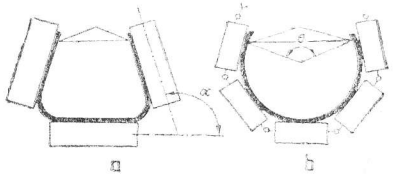


Fig. XXIV.61. Forme speciale de albiere pentru înclinări mari.

ghirlandă (fig. XXIV.61,*b*), ele permit transportul sub unghi de 25—30°, iar albierea benzii are unghiul $\theta = 128-172°$.

Transportoarele cu bandă superioară de apăsare (fig. XXIV.62), pot transporta pe înclinări pînă la 40—50° și au viteze pînă la 5 m/s. Mărimea maximă a bucăților

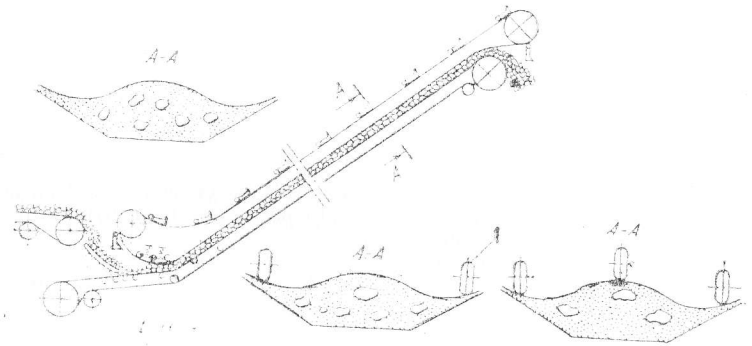


Fig. XXIV.62. Transportor pentru înclinări mari cu bandă superioară:
*1* — pneuri de apăsare montate pe pîrghii articulate și cu arcuri de apăsare.

de material se recomandă să fie egală cu 0,3 din lățimea benzii. Aceste transportoare pot fi verticale, cînd cele două benzi se află față în față, iar marginile lor trec prin cîte două role, așezate perechi la anumite intervale, ca în fig. XXIV.63.

## 3.4. CALCULUL ȘI EXPLOATAREA TRANSPORTOARELOR CU BANDĂ

Debitul se calculează cu formula:

$$Q = 3600\ A_0 \rho k_1 k_2\ \ [\mathrm{m^3/h}] \quad \text{sau} \quad Q = 3600\ A_0 v \rho k_1 k_2 = 3{,}6\ q_m v\ \ [\mathrm{t/h}],$$

în care: $A_0$ este suprafața secțiunii curentului de material, $\mathrm{m^2}$; $v$ — viteza de transport, m/s; $\rho$ — masa specifică a materialului afînat, $\mathrm{t/m^3}$; $q_m$ — masa materialului pe metru liniar de bandă, kg/m; $k_1 \approx \dfrac{100-0{,}5\,\beta}{100}$, unde $\beta$ este unghiul de înclinare a transpor-

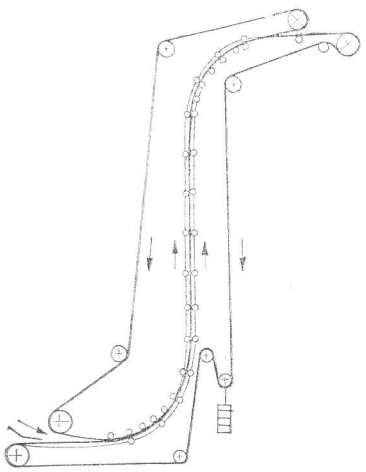


Fig. XXIV.63. Transportor cu bandă verticală cu bandă suprapusă.

torului, grd ; $k_2$ — coeficient ce ține seama de condițiile de exploatare a transportorului și are valorile : $k_2 = 1$ pentru transportoare staționare ; $k_2 = 0{,}9$ pentru transportoare semistaționare și $k_2 = 0{,}8$ pentru transportoare nestaționare.

Valorile maxime din fig. XXIV.64, care pot fi chiar depășite, se aleg pentru transportoare magistrale foarte corect montate, cînd materialul nu are bulgări mari

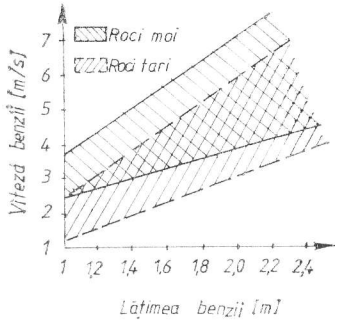



Fig. XXIV.64. Domeniile de variație a vitezei benzii în funcție de lățimea ei.

Secțiunea $A_0 = A_1 + A_2$ este în funcție de lățime și forma de albie a benzii, precum și de unghiul $\rho$ de taluz în mișcare (fig. XXIV.65), care este egal cu 0,50—0,55 din unghiul de taluz natural $\rho_0$ și are valorile : $\rho = 15°$, cînd materialele au mobilitate mare (nisip uscat, huilă uscată, apatită, pietriș cu granule rotunde mici) ; $\rho = 20°$, cînd materialele au mobilitate medie (huilă nesortată, lignit, steril, nisip umed, piatră, piatră spartă, zgură) ; $\rho = 25°$, cînd materialele au mobilitate redusă (argilă udă, marnă udă). Suprafața secțiunilor $A_1$ și $A_2$ se calculează pentru diferite forme de albie a benzii, obținîndu-se expresiile de calcul pentru $A_0$.



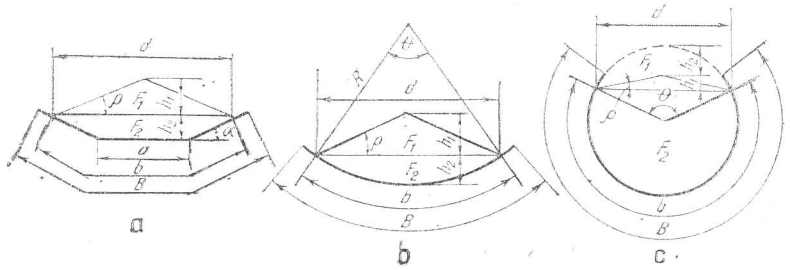



Fig. XXIV.65. Forma și parametrii secțiunii transversale a curentului de material pe bandă.

a. Pentru benzile pe trei role (fig. XXIV.65,*a*) :

$$A_0 = A_1 + A_2 = \frac{\operatorname{tg}\rho}{4}[a + (b-a)\cos\alpha]^2 + \frac{2a + (b-a)\cos\alpha}{2} \cdot \frac{b-a}{2}\sin\alpha \quad [\mathrm{m}^2],$$

unde $b = 0{,}9B - 0{,}05$ [m], iar cînd $B \geqslant 2$ m, atunci $b = B - 0{,}25$ [m]. Cînd lățimea benzii $B \leqslant 2$ m, se poate considera că $a \approx 0{,}44\,b$, iar expresia lui $A_0$ ia forma simplificată din tabelul XXIV.14.

b. Pentru benzile cu lățime mare, de 1800—3000 mm, pe cinci role, metodologia de calcul a suprafeței secțiunii $A_0$, care este de formă poligonală, este analoagă celei prezentate la benzile cu trei role. Dacă rolele înclinate au unghiuri de înclinare de 30 și de 60°, pentru calculul secțiunii $A_0$ se poate folosi expresia :

$$A_0 = b^2(0{,}155 + 0{,}160 \operatorname{tg}\rho) \quad [\mathrm{m}^2]$$

c. Pentru benzile pe role cu ax flexibil sau cu mai mult de trei role (cu lungime mică a rolei) și cînd suprafața secțiunii $A_2$ este mai mică decît suprafața unui semicerc, respectiv unghiul $\theta$ din figura XXIV.65,*b* este mai mic de 180° :

$$A_0 = \frac{d^2 \operatorname{tg}\rho}{4} + \frac{(4h_2^2 + d^2)(b-d)}{16\,h_2} + \frac{dh_2}{2} \approx \frac{d^2 \operatorname{tg}\rho}{4} + \frac{2}{3}dh_2 + \frac{h_3^2}{2d} \quad [\mathrm{m}^2]$$

În cazul transportoarelor de construcție normală cu ax flexibil, cînd săgeata benzii reprezintă circa 15% din lățimea benzii, pentru calculul secțiunii $A_0$ se poate folosi următoarea expresie :

$$A_0 = b^2(0{,}095 + 0{,}175 \operatorname{tg}\rho), \text{ unde } b = 0{,}8B.$$

d. Pentru benzile pe mai mult de trei role, cînd suprafața secțiunii $A_2$ este mai mare decît suprafața unui semicerc, respectiv unghiul $\theta$ din fig. XXIV.65,*c* este mai mic de 180° (ceea ce permite transportul pe înclinare pînă la 30°) :

$$A_0 = \pi\left[\frac{4h_2^2 + d^2}{8h_2}\right]^2 - \frac{(4h_2^2 + d^2)(b-d)}{16\,h_2} - \frac{dh_2}{2} + \frac{d^2 \operatorname{tg}\rho}{4} \quad [\mathrm{m}^2].$$

*Tabelul XXIV.14*

**Formule pentru calculul secțiunii curentului de material $A_0$ pentru transportoare cu trei role și cu lățimea benzii pînă la 2 m.**

| Înclinarea rolelor laterale [grade] | Formule de calcul a secțiunii $A_0$ [m²] | Formule de calcul a secțiunii $A_0$ pentru diferite valori ale unghiului de taluz al materialului [m²] | | |
|---|---|---|---|---|
| | | $\rho = 15°$ | $\rho = 20°$ | $\rho = 25°$ |
| 20 | $A_0 = b^2(0{,}067 + 0{,}233\ \mathrm{tg}\ \rho)$ * | $A_0 = 0{,}129\ b^2$ | $A_0 = 0{,}151\ b^2$ | $A_0 = 0{,}175\ b^2$ |
| 25 | $A_0 = b^2(0{,}082 + 0{,}224\ \mathrm{tg}\ \rho)$ | $A_0 = 0{,}142\ b^2$ | $A_0 = 0{,}163\ b^2$ | $A_0 = 0{,}186\ b^2$ |
| 30 | $A_0 = b^2(0{,}096 + 0{,}214\ \mathrm{tg}\ \rho)$ | $A_0 = 0{,}153\ b^2$ | $A_0 = 0{,}173\ b^2$ | $A_0 = 0{,}195\ b^2$ |
| 35 | $A_0 = b^2(0{,}108 + 0{,}202\ \mathrm{tg}\ \rho)$ | $A_0 = 0{,}162\ b^2$ | $A_0 = 0{,}181\ b^2$ | $A_0 = 0{,}202\ b^2$ |
| 40 | $A_0 = b^2(0{,}118 + 0{,}189\ \mathrm{tg}\ \rho)$ | $A_0 = 0{,}168\ b^2$ | $A_0 = 0{,}186\ b^2$ | $A_0 = 0{,}206\ b^2$ |
| 45 | $A_0 = b^2(0{,}126 + 0{,}175\ \mathrm{tg}\ \rho)$ | $A_0 = 0{,}172\ b^2$ | $A_0 = 0{,}189\ b^2$ | $A_0 = 0{,}207\ b^2$ |

* $b$ se exprimă în m.



Pentru un debit dat se calculează $A_0$ necesar, iar din expresiile menționate ale lui $A_0$ se calculează $b$ și respectiv $B$. Lățimea $B$ a benzii obținută din condiția de satisfacere a debitului se verifică și în funcție de mărimea maximă a bucăților de material $a_{max}$ [mm], după cum urmează: $B \geqslant 2a_{max} + 200$ [mm], cînd procentul de bucăți cu mărime maximă este pînă la 10% (material nesortat) și $B \geqslant 4a_{max} + 200$ [mm], cînd procentul de bucăți cu mărime maximă este 80% (material sortat). Pentru o corelare mai precisă a lățimii benzii cu mărimea bucăților de material se folosesc valorile din tabelul XXIV.15.

*Tabelul XXIV.15*

**Mărimea maximă admisă a granulelor (bulgărilor) de material $a_{max}$ [mm], în funcție de lățimea benzii pentru diferite procente conținute în masa materialului**

| Lățimea benzii [mm] | Pocentul în care se află granulele de material de mărime maximă [%] | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Material nesortat | | | | Matrial sortat | | |
| | 5 | 10 | 20 | 50 | 80 | 90 | 100 |
| 500 | 200 | 160 | 150 | 120 | 100 | 90 | 90 |
| 650 | 270 | 220 | 200 | 160 | 140 | 130 | 120 |
| 800 | 350 | 300 | 250 | 220 | 200 | 170 | 160 |
| 1000 | 450 | 360 | 350 | 300 | 250 | 220 | 200 |
| 1200 | 500 | 450 | 400 | 350 | 300 | 280 | 250 |
| 1400 | 600 | 500 | 450 | 400 | 350 | 330 | 300 |
| 1600 | 650 | 550 | 500 | 450 | 400 | 350 | 320 |
| 1800 | 700 | 600 | 550 | 500 | 450 | 400 | 350 |
| 2000 | 750 | 650 | 600 | 550 | 500 | 450 | 400 |

Rezistențele principale la mișcarea benzii pot fi grupate astfel: pe ramura plină, pe ramura goală, la tobele ce nu sînt motoare, în zonele de schimbare a unghiului de înclinare în plan vertical și în punctele de încărcare.

Rezistențele la mișcare pe ramura plină se calculează cu expresia:

$$F_p = [(q + q_b)\cos\beta + q'_r]\,Lw \pm (q + q_b)\,L\sin\beta \approx$$

$$\approx [(q + q_b + q'_r)\,w\cos\beta \pm (q + q_b)\sin\beta]\,L \quad [\mathrm{N}],$$

în care: $q$ este greutatea materialului pe metru liniar de bandă, N/m; $q_b$ — greutatea unui metru de bandă, N/m; $q'_r$ — greutatea pe metru liniar de role pe ramura plină, N/m; $L$ — lungimea transportorului, m; $\beta$ — unghiul de înclinare a transportorului; $w = 0{,}03-0{,}05$ — rezistența specifică la mișcare a benzii (valorile minime pentru transportoare staționare magistrale, iar valorile maxime pentru transportoare semistaționare).

Se menționează că rezistența specifică la mișcare a benzii pe ramura plină se compune din următoarele rezistențe: datorită deformării curentului de material, 40—50%; datorită rotirii rolelor în lagăre, 20—25%; datorită presării stratului de cauciuc al benzii de către rolă, 10—15%; datorită încovoierilor benzii, 10—20%.

Întrucît rezistențele datorite deformării curentului de material și al încovoierilor benzii reprezintă 50—70% din rezistența specifică totală la mișcare, rezultă că $w$ scade

odată cu micșorarea săgeții benzii între role, respectiv cu creșterea efortului din bandă. Pentru acest motiv, în cazul transportoarelor staționare cu lungime mare, mai ales cînd lucrează și pe înclinare, se recomandă a se adopta valori minime pentru $w$ (la înclinări mari poate avea valoarea 0,02—0,025), iar în cazul transportoarelor cu lungime mică ce lucrează pe orizontală, valori maxime.

Greutatea încărcăturii materialului pe metru liniar de bandă se calculează cu expresia:

$$q = \frac{Qg}{3{,}6\,v} = q_m g \quad [\text{N/m}],$$

în care: $Q$ este debitul, t/h; $g = 9{,}81$ m/s$^2$ — accelerația gravitațională.

Cînd nu se cunoaște greutatea pe metru liniar de bandă, se poate calcula cu expresia:

— pentru benzi cu inserții:

$$q_b = \gamma B h \quad [\text{N/m}],$$

— pentru benzi cu cabluri:

$$q_b = \gamma\left(Bh - \frac{\pi d^2}{4 \cdot 1000} n\right) + q_c n \quad [\text{N/m}],$$

în care: $\gamma = 11 \ldots 13$ este greutatea specifică a benzii, N/dm$^3$; $B$ — lățimea benzii, m; $d$ — diametrul unui cablu, mm; $q_c$ — greutatea unui metru liniar de cablu, N/m; $n$ — numărul de cabluri din bandă; $h$ — grosimea benzii, mm.

Greutatea pe metru liniar de role, $q_r'$, se calculează cu expresia:

$$q_r' = \frac{G_p}{l_p} \quad [\text{N/m}],$$

în care: $G_p$ este greutatea rolelor de pe un suport, N; $l_p$ — distanța între suporții cu role, m.

Cînd nu se cunoaște $G_p$ se poate aproxima cu următoarea expresie:

$$G_p = 230\,B + 130 \quad [\text{N}];$$

în care $B$ este lățimea benzii, m.

Rezistențele la mișcare pe ramura goală se calculează cu expresia:

$$F_g = (q_b \cos\beta + q_r'')\,Lw \mp q_b L \sin\beta \approx [(q_b + q_r'')w\cos\beta \mp q_b \sin\beta]L \quad [\text{N}],$$

$q_r''$ fiind greutatea pe metru liniar a rolelor de pe ramura goală, N/m, care se calculează cu formula:

$$q_r'' = \frac{G_g}{l_g} \quad [\text{N/m}],$$

în care: $G_g$ este greutatea rolelor sau rolei de pe un suport, N; $l_g$ — distanța între suporții cu role pe ramura goală, m.



Cînd nu se cunoaște $G_g$ se poate aproxima cu următoarea expresie:

$$G_g = 140\,B + 80 \quad [\text{N}]$$

Termenul al doilea din expresia lui $F_p$ se ia cu plus și din a lui $F_g$ cu minus, cînd transportul se face în sus și invers cînd transportul se face în jos.

În zonele de schimbare a unghiului de înclinare a transportorului, în care curbura este în sus, apar rezistențe suplimentare la mișcare, care se calculează cu expresia:

$$F_c = S_t(e^{w\alpha} - 1) \quad [\text{N}], \quad \text{sau} \quad F_c = S_t(k - 1) \quad [\text{N}]$$

în care: $S_t$ este efortul din bandă la intrarea în curbă, N; $\alpha$ — unghiul ce îl formează între cele două direcții ale porțiunilor drepte ale transportorului care se racordează la zona curbă, rad; $w$ — rezistența specifică la mișcare a benzii; $k = 1{,}05$, cînd $\alpha < 150°$ și $k = 1{,}05-1{,}06$, cînd $\alpha = 15-30°$.

Rezistențele la mișcare date de tobele libere (ce nu sînt motoare) se calculează cu formula:

$$F_t = S_t k \quad [\text{N}],$$

în care: $S_t$ este efortul din bandă în punctul de înfășurare pe tobă, N; $k$ — coeficient ce are valori de 0,05—0,10 pentru unghiuri de înfășurare de 180°, de 0,03—0,08 pentru unghiuri de înfășurare de 90° și de 0,02—0,03 pentru unghiuri de înfășurare mai mici de 90°. Valorile maxime se iau la eforturi mici din bandă și invers.

Rezistențele suplimentare în punctele de încărcare se calculează cu expresia:

$$F_i = Q(v - v_0) + \frac{2\,g\mu_1 Q^2 l_b}{\rho b_1^2 (v - v_0)} \quad [\text{N}],$$

în care: primul termen reprezintă rezistența dinamică pe care o opune materialul pînă ce acesta ajunge să aibă aceeași viteză cu a benzii; termenul al doilea reprezintă rezistențele date de frecările pe bordurile laterale; $Q$ — debitul, kg/s; $v$ — viteza benzii, m/s; $v_0$ — componenta, în direcția mișcării benzii, a vitezei inițiale; $\mu_1 = 0.5 \ldots 0{,}7$ coeficientul de frecare între material și bordurile laterale, care ține seama și de frecările bucăților de material între ele; $l_b$ — lungimea bordurilor laterale, m; $b_1$ — distanța între cele două borduri, m; $\rho$ — densitatea materialului afînat, kg/m$^3$; $g$ — accelerația gravitației, m/s$^2$.

Cunoscînd cum se calculează rezistențele la mișcarea benzii, se stabilesc eforturile ce apar în bandă prin metoda pe puncte luate pe contur, începînd cu punctul

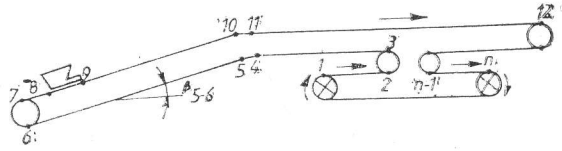



Fig. XXIV.66. Schema transportorului cu fixarea punctelor pe contur, pentru calculul eforturilor din bandă.

de desfășurare de pe toba motoare și încheind cu punctul de înfășurare pe toba motoare (fig. XXIV.66). Efortul din bandă, $S_i$, dintr-un punct oarecare, este egal cu efortul $S_{i-1}$ din punctul anterior, la care se adună rezistențele la mișcare $F_{(i-1)-i}$

dintre cele două puncte. Deci, pornind de la efortul din bandă $S_1$ din punctul de desfășurare de pe toba motoare, rezultă :

$$S_2 = S_1 + F_{1-2}$$

$$S_3 = S_2 + F_{2-3}$$

. . . . . .

$$S_n = S_{n-1} + F_{(n-1)-n} = f(S_1) \qquad [\text{N}].$$

În același timp trebuie îndeplinită și următoarea condiție :

$$S_n k_f = S_1 \, e^{\mu\alpha} \qquad [\text{N}],$$

unde $e^{\mu\alpha}$ este factorul de tracțiune ; e = 2,718 — baza logaritmilor naturali ; $\mu$ — coeficientul de frecare (de aderență) dintre toba motoare și bandă (tabelul XXIV.16) ; $\alpha$ — unghiul de înfășurare al benzii pe toba (tobele) motoare, rad ; $k_f = 1{,}20 \ldots 1{,}30$ este coeficient de rezervă teoretică a forței de frecare (valoarea maximă se ia pentru transportoare semistaționare cu condiții grele de lucru și unde nu este sigură menținerea coeficientului de aderență dintre bandă și tobă).

*Tabelul XXIV.16*

**Valorile de calcul ale coeficientului de aderență pentru minele de cărbuni *)**

| Felul materialului suprafeței tobei | Pentru benzi cu înveliș din cauciuc | Pentru benzi cu înveliș din policlorură de vinil |
|---|---|---|
| Oțel sau fontă cu suprafață netedă | 0,10—0,15 / 0,20—0,25 | 0,10 / 0,12—0,15 |
| Oțel sau fontă cu canale și model rombic | 0,15—0,20 / 0,25—0,30 | 0,15—0,18 / 0,18—0,25 |
| Acoperită cu cauciuc cu suprafața netedă și cu duritate de 40—60 Shore | 0,25—0,30 / 0,30—0,35 | 0,20—0,25 / 0,25—0,30 |
| Acoperită cu cauciuc cu suprafață gofrată (canale înclinate) și cu duritate de 60—80 Shore | 0,30—0,35 / 0,35—0,40 | 0,25—0,30 / 0,30—0,35 |

*) Valorile de la numărător sînt pentru suprafață umedă a tobei, iar valorile de la numitor sînt pentru suprafață uscată. Valorile minime se adoptă pentru atmosferă cu praf de cărbune gras și cu componenții argiloși. Pentru minele de minereuri cu praf abraziv în atmosferă se adoptă valorile maxime din tabel, majorate cu 10%.

Prin rezolvarea sistemului format din aceste două ecuații cu două necunoscute se calculează $S_1$ și $S_n$. Valoarea obținută pentru $S_1$ se va nota cu $S_{1\,min}$, întrucît reprezintă valoarea minimă necesară transmiterii forței de tracțiune prin frecare.

Cunoscînd valoarea lui $S_{1\,min}$, se calculează eforturile din bandă în toate punctele de pe contur, pentru a se verifica dacă se obțin valori pozitive, întrucît banda, fiind organ flexibil, poate lucra numai la întindere.



În același timp, se verifică efortul minim din bandă de pe ramura plină $S_{p\,min}$ din condiția de săgeată pe care o face banda între role, care se calculează după cum urmează :

$$f = \frac{(q + q_b) l_p^2}{8 \, S_{p\,min}} \qquad [\text{m}] ; \qquad f \leqslant 0{,}025 \, l_p ; \qquad S_{p\,min} \geqslant 5(q + q_b) \, l_p [\text{N}],$$

unde : $f$ este săgeata benzii dintre două role în punctul de efort minim de pe ramura plină, m ; $q$ — greutatea materialului pe metru liniar de bandă, N/m ; $q_b$ — greutatea benzii pe metru liniar, N/m ; $l_p$ — distanța între două role, m.

Pentru transportul sub unghi de înclinare $\beta$, în această expresie, în loc de $l_p$ se ia $l_p \cos \beta$.

În cazul în care condiția de săgeată nu se verifică, se calculează valoarea lui $S_{p\,min}$ din această condiție de săgeată. Pornind de la această valoare se reface calculul eforturilor pe puncte în sus și în jos, pînă la $S_1$ și $S_n$, găsindu-se valori noi majorate.

Atît pentru a avea o imagine a variației eforturilor din bandă pe contur, cît și pentru stabilirea efortului maxim din bandă și alegerea amplasării acționării, se recomandă să se întocmească diagrama desfășurată a eforturilor din bandă după cum se vede în fig. XXIV.67, unde la trasarea liniei de zero se ține seama de condiția realizării valorilor minime necesare ale lui $S_{1\,min}$ și $S_{p\,min}$. Întreaga diagramă a eforturilor trebuie să se afle deasupra liniei de zero.

Este de dorit ca felul și amplasarea acționării, precum și distanța între role în punctul lui $S_{p\,min}$ să fie alese în așa fel, încît forța necesară de întindere a benzii să aibă aceeași valoare, atît din condiția de săgeată a benzii, cît și a nealunecării pe tobele motoare.

Cînd transportul se face pe plan înclinat în jos (fig. XXIV.67,*c*), iar transportorul lucrează în regim de frînă, efortul din bandă în punctul de desfășurare de pe tobe motoare (de frînare) $S_d$ este mai mare decît în punctul de înfășurare $S_i$. În acest caz, în calculul eforturilor din bandă pe contur și de verificare a nealunecării benzii pe tobă se pune condiția ca :

$$S_d k_f \leqslant S_i \, e^{\mu\alpha}.$$

În acest caz $S_i = S_n$, iar valoarea ce se obține din această condiție se notează cu $S_{n\,min}$. Dacă transportorul are în plan vertical variații neînsemnate ale unghiului de înclinare și ondulații cu rază mare în calcul se lucrează cu un singur unghi mediu de înclinare.

Diferența eforturilor din punctele $n$ și 1 este forța de tracțiune $F_0$ pe care o preiau toba sau tobele motoare (fig. XXIV.67,*a* ... *d*) și este $F_0 = S_n - S_1$.

Forța de tracțiune $F_0$, necesară calculului puterii instalate a transportorului, poate fi calculată într-o primă aproximație și cu expresia :

$$F_0 = k_s L_0 w (q + q_r' + q_r'' + 2q_b) \pm qH \qquad [\text{N}]$$

în care : $L_0$ reprezintă proiecția lungimii transportorului în plan orizontal, m ; $k_s$ — coeficient ce ține seama de ponderea rezistențelor suplimentare date de tobele și rolele de înfășurare și deviere, și are valorile : $k_s = 4{,}5$ cînd $L_0 = 10$ m, $k_s = 2{,}2$ cînd $L_0 = 50$ m, $k_s = 1{,}75$ cînd $L_0 = 100$ m, $k_s = 1{,}2$ cînd $L_0 = 400$ m, $k = 1{,}08$ cînd $L_0 = 1000$ m și $k_s = 1{,}03$ cînd $L_0 = 5000$ m ; $H$ — înălțimea de ridicare a materialului, m.

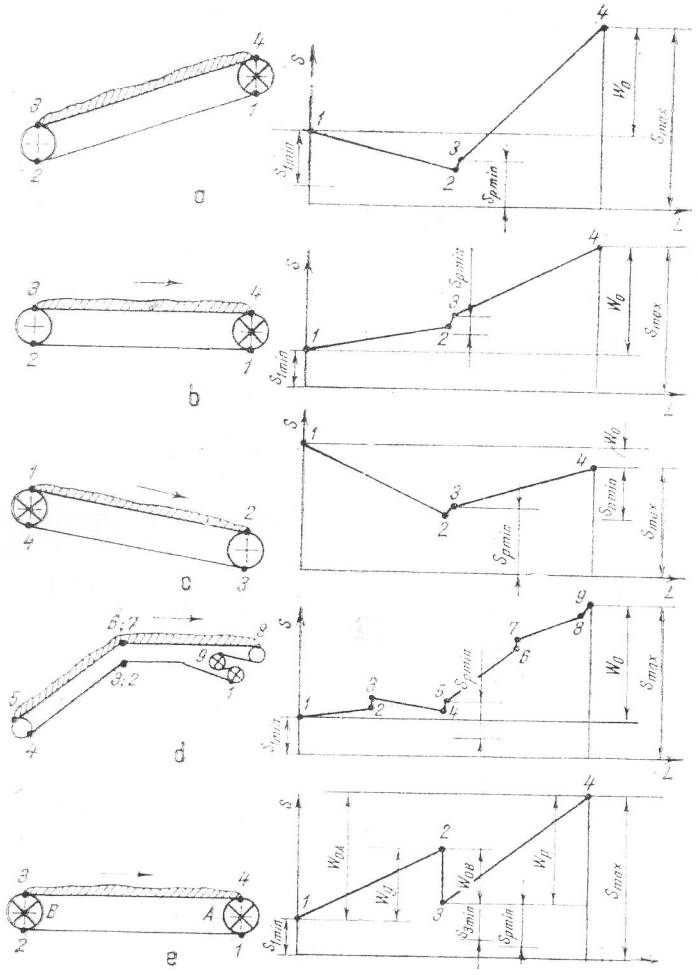



Fig. XXIV.67. Diagrame ale eforturilor din bandă.

Puterea necesară instalată a transportorului se calculează cu expresia:

$$P_m = k_r \frac{F_0 v}{1000\ \eta_r \eta_{tm}} \quad [\text{kW}],$$



în care: $\eta_r = 0{,}8 \ldots 0{,}85$ este randamentul reductorului și cuplajului hidraulic; $\eta_{tm}$ — randamentul tobelor motoare, care are valoarea 0,95—0,96 în cazul unei singure tobe motoare și 0,92—0,93 în cazul a două tobe motoare (valorile maxime se iau pentru puteri mari instalate și invers); $k_r = 1{,}1 \ldots 1{,}25$ — coeficient de rezervă a puterii instalate, care ține seama și de rezistențele suplimentare date de racleta sau plugul de curățire ce se află în fața tobei de întoarcere, de dispozitivele de curățire a benzii etc. (valoarea maximă se ia pentru valori mici ale lui $P_m$ pentru condiții grele de lucru și cînd transportorul are mai multe motoare).

Cînd $F_0$ are valoarea negativă, puterea motorului ce lucrează ca generator se calculează cu expresia:

$$P_g = k_r \frac{|F_0| v \eta_r \eta_{tm}}{1000} \quad [\text{kW}],$$

dar se verifică și ca motor pentru luerul transportorului gol. Viteza $v$ din expresia lui $P_g$ este cu circa 3% mai mare decît din expresia lui $P_m$.

$$\frac{P'}{P''} = \frac{e^{\mu'\alpha'} - 1}{1 - \frac{1}{e^{\mu''\alpha''}}}, \quad \text{iar cînd } \mu' = \mu'' = \mu \text{ și } \alpha' = \alpha'' = \alpha$$

$$\frac{P'}{P''} = \frac{F_0'}{F_0''} = e^{\mu\alpha}$$

unde: $P'$ și $P''$ reprezintă puterea la prima, respectiv la a doua tobă: $\mu'$ și $\mu''$ coeficienții de aderență pe prima și a doua tobă; $\alpha'$ și $\alpha''$ unghiurile de înfășurare a benzii pe prima și pe cea de a doua tobă.

Dacă la alegerea grupurilor de acționare pentru toba a doua se prevede o putere mai mare decît cea rezultată din calcul, este necesar să se recalculeze efortul din bandă $S_{1\,min}$ pe care trebuie să-l realizeze sistemul de întindere, cu expresia:

$$S_{1\,min} = \frac{F_0''}{e^{\mu''\alpha''}\left(\frac{1}{k_f} - 1\right)} \quad [\text{N}],$$

în care $F_0''$ este forța de tracțiune ce o pot dezvolta motoarele alese, la periferia tobe a doua și care se calculează cu expresia:

$$F_0'' = \frac{1000\ P'' \eta_r \eta_{tm}}{v k_r} \quad [\text{N}]$$

După ce s-a recalculat $S_{1\,min}$ în funcție de puterea instalată la toba a doua, se recalculează eforturile din bandă pe contur și se întocmește din nou diagrama acestor eforturi. Dacă nu s-ar alege o forță de întindere capabilă să realizeze pentru $S_{1\,min}$ valoarea rezultată din această recalculare, banda ar ajunge să alunece pe toba a doua înainte ca motoarele acesteia să atingă puterea nominală, respectiv să lucreze sub-

încărcate, în timp ce motoarele primei tobe să fie supraîncărcate. La transportoarele magistrale cu lungime mare, la care rezistențele totale de pe ramura goală $\Sigma F_g$ sînt mari, dar mai ales cînd sînt aproape ca valori de cele de pe ramura plină $\Sigma F_p$, se pot amplasa acționări la ambele capete ale transportorului. În acest caz, se calculează puterea totală necesară a transportorului după metodologia prezentată anterior, presupunînd că întreaga putere este instalată la capul de descărcare. Se împarte această putere totală între cele două capete de acționare $P_A$ (de descărcare) și $P_B$ (de întoarcere), care este de dorit să se afle în următorul raport:

$$\frac{P_A}{P_B} \approx \frac{\Sigma F_p}{\Sigma F_g},$$

unde $\Sigma F_p$ și $\Sigma F_g$ reprezintă suma rezistențelor la mișcare pe ramura plină și pe ramura goală.

După ce se aleg definitiv grupurile de acționare pentru fiecare capăt, care au abateri față de raportul calculat, se calculează forța de tracțiune ce o pot dezvolta cu expresia:

$$F_{0A} = \frac{1000\, P_A \eta_r \eta_{tm}}{v} \text{ [N]},$$

Analog se calculează și $F_{0B}$.

Avînd aceste valori se întocmește diagrama eforturilor din bandă, după cum se vede în fig. XXIV.67,*e*.

Avînd definitivate diagramele eforturilor din bandă, din acestea se ia valoarea efortului maxim $S_{max}$, în funcție de care se face verificarea la rupere a benzii:

$$S_{max} \leqslant S_{max\ adm.} = \frac{S_r}{k_s} \text{ [N]},$$

unde: $S_{max\ adm.}$ este efortul maxim admisibil, N; $S_r$ — rezistența la rupere a benzii, N; $k_s$ — coeficientul de siguranță la rupere.

Coeficientul de siguranță este de 8—11 pentru benzi cu inserții și de 7—9 pentru cele cu cabluri de oțel și crește cu numărul inserțiilor sau al cablurilor și cu înclinarea transportorului.

Cunoscînd valorile eforturilor din bandă se poate stabili forța necesară de întindere a benzii. Astfel, dacă în fig. XXIV.67,*a* sistemul de întindere este amplasat la capul de întoarcere, forța de întindere $F_i$ este:

$$F_i = 2\, S_s \quad \text{[N]},$$

Lungimea maximă a transportorului se stabilește în funcție de rezistența la rupere a benzii și de puterea instalată. Pentru aceasta se efectuează calculul normal de stabilire a efortului maxim din bandă $S_{max}$ și a puterii necesare de acționare $P_m$ după metodologia prezentată, luînd lungimea transportorului $L$ ca necunoscută. Înlocuind în expresiile finale pe $S_{max}$ cu valoarea efortului maxim admisibil în bandă, și puterea $P_m$ cu puterea instalată a transportorului dat, se obțin ecuații cu o singură necunoscută, $L$, prin a căror rezolvare se stabilește lungimea maximă a transportorului în funcție de cele două condiții, dintre care se alege cea mai mică.



De obicei, lungimea maximă a unui transportor dat este limitată de puterea instalată a acestuia, întrucît banda recomandată de uzina constructoare corespunde ca rezistență la rupere pentru puterea maximă instalată. În acest caz, lungimea maximă a transportorului în funcție de puterea instalată se calculează cu expresia:

$$L_{max} = \frac{1000\, P_m \eta_r \eta_{tm}}{v k_r k_s [(q + 2q_b + q'_r + q''_r) w \cos\beta \pm q \sin\beta]} \quad \text{[m]}.$$

Buna funcționare și realizarea unor cheltuieli de transport cît mai reduse depind de alegerea corectă a transportorului în funcție de condițiile concrete de exploatare, de calitatea montajului, de respectarea recomandărilor pentru reducerea uzurii benzii și de întreținerea în perfectă stare de funcționare a rolelor.

Este de dorit ca banda să funcționeze permanent încărcată la întreaga ei capacitate. Cînd transportorul preia producția unui abataj, debitul acestuia trebuie să corespundă debitului maxim de cărbune pe minut tăiat de către mașina de abataj (combină sau plug). Cînd transportorul colectează direct (fără silozuri tampon) producția de la mai multe abataje, debitul se ia egal cu 70—80% din suma debitelor pe minut ale abatajelor (mașinilor de abataj). În cazul transportoarelor principale, care transportă întreaga producție a minei sau a unui orizont, debitul transportorului se poate calcula cu expresia:

$$Q = \frac{10^6 A_{ma} K_n}{nm T_S K_S} \quad \text{[t/h]},$$

în care: $A_{ma}$ este producția medie anuală care trebuie transportată, milioane t/an; $K_n$ — coeficient de neuniformitate a încărcării transportorului, care are valorile 1,5—2,0 pentru subteran și 1,15—1,25 pentru cariere și uzine de preparare (valoarea minimă se ia cînd încărcarea transportorului se face cu alimentatoare din rostogoale sau silozuri tampon); $n$ — numărul de zile lucrătoare pe an; $m$ — numărul de schimburi lucrătoare pe zi; $T_S$ — timpul de lucru planificat pe schimb, ore; $K_S$ — coeficient ce ține seama de timpul real de lucru al transportorului pe schimb și care are valori de 0,6—0,85 pentru subteran și de 0,85—0,9 pentru cariere și uzine de preparare.

În punctele de încărcare a transportoarelor colectoare magistrale se recomandă să se prevadă și silozuri tampon echipate la partea inferioară cu alimentatoare, care asigură încărcarea permanentă a benzii la capacitatea ei maximă.

Montarea transportorului începe cu capul de acționare. Spațiile libere pe ambele părți ale transportorului trebuie să aibă o lățime de cel puțin 0,4 m pe o parte și de 0,6 m pe cealaltă parte ca spațiul liber de circulație, iar la capul de acționare și de întindere 0,6 m pe ambele părți. Spațiul liber deasupra transportorului trebuie să fie de minimum 0,6 m.

Pentru trecerea peste transportoare se amenajează podețe cu balustrade. Pentru trecerile sub transportoare se amenajează poduri de siguranță.

Pe lucrările miniere pe care sînt montate transportoare cu bandă trebuie luate măsurile de combatere a incendiilor conform normelor de protecție a muncii.

Montarea benzii noi se face prin tragerea cu ajutorul unui cablu și troliu. La transportoarele în funcțiune, înlocuirea benzii vechi cu o bandă nouă se poate face cu ajutorul benzii vechi, cînd banda veche și respectiv banda nouă pot fi trase cu ajutorul tobelor motoare sau cu ajutorul unui troliu.

Atît la probele de punere în funcțiune, cît și periodic în timpul exploatării se fac măsurători de curent sau putere la fiecare motor.

Sistemul de control al vitezei benzii și temperaturii tobelor motoare trebuie să permită alunecări ale benzii pe tobe pentru perioade de 2—6 s.

# 4. TRANSPORTOARE CU BANDA DE CONSTRUCȚIE SPECIALĂ

## 4.1. TRANSPORTOARE CU BANDĂ PE CABLURI TRACTOARE

La aceste transportoare, banda se reazemă pe două cabluri tractoare (fig. XXIV-68), iar forța de tracțiune de la cabluri la bandă se transmite prin frecare. Barele transversale din interiorul benzii, care sînt din oțel arc zincat (sau acoperite cu material plastic), au secțiune pătrată (cu latura de 5—11 mm) sau dreptunghiulară (de exemplu 5 × 12 mm) și sînt așezate la intervale de 50—150 mm (mai frecvent 75—100 mm). Încovoierea transversală a benzii încărcate are o săgeată egală cu 5—10% din lățimea benzii, care este de 700—1520 mm. Banda are pe partea superioară 1—2 inserții, iar uneori are și o inserție pe partea inferioară. Inserțiile sînt groase, cu rigiditate longitudinală și transversală cît mai mare, iar marginile lor sînt îndoite învelind capetele transversale. A apărut o nouă construcție de bandă cu durată de viață de două

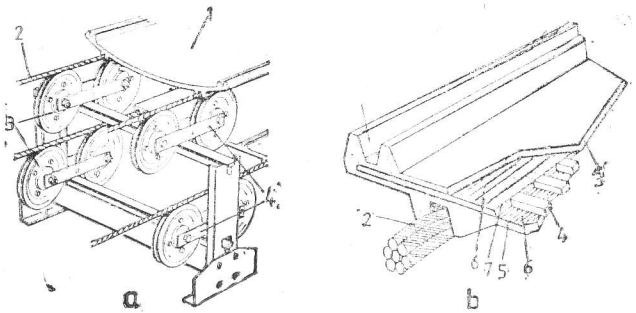



Fig. XXIV.68. Transportor cu bandă pe cabluri tractoare:
*a* — construcția de traseu; *1* — bandă; *2* — cabluri; *3* — role; *4* — balansiere; *b* — construcția benzii; *1* — canale trapezoidale; *2* — cablu; *3* — învelișul superior de cauciuc; *4* — bare transversale; *5* — înveliș interior de cauciuc; *6* — inserții de țesătură; *7* — strat de cauciuc.

ori mai mare, formată dintr-un strat de cauciuc (miez), care are pe ambele părți cîte un strat de sîrme așezate transversal și cîte o inserție textilă. Îmbinarea benzii se face cu agrafe.

Cablurile au cablare paralelă, sîrme zincate, inima vegetală neimbibată cu unsoare, diametrul de 22—60 mm și rezistența specifică la rupere de 1700—1800 N/mm², iar lungimea zonei de matisare este egală cu 1000 ori diametrul cablului. Cablurile se pretensionează cu o forță egală cu 50—70% din sarcina totală la rupere, iar această operație se poate face după montaj cu ajutorul sistemului de întindere. Diametrul roților se stabilește cu expresiile:

— pentru ramura plină: $D \geq 5{,}7d + 115$ [mm]
— pentru ramura goală: $D \geq 3{,}5d + 125$ [mm]

unde $d$ este diametrul cablului, în mm.

Pe traseele rectilinii se recomandă a se folosi roți căptușite cu materiale plastice (pe bază de poliuretan, polurim etc.), în scopul creșterii duratei de funcționare a cablurilor (pînă la 7500 ore). Distanța între suporții roților este în medie de 7—8 m, iar roțile de pe ramura goală se pot monta la fiecare al doilea suport. Distanța între suporți poate fi diferită pe lungimea transportorului, în funcție de variația efortului din cabluri, ajungînd la 4—5 m către capul de întoarcere. În zonele curbe din plan vertical cu curbura în sus, se micșorează distanța între balansierele roților pentru a reduce frîngerea cablului și sarcina pe roată.

Transportorul poate avea devieri în planul orizontal pînă la 1,5° pe un suport, cînd axul roților trebuie să fie puțin înclinat, așa încît rezultanta forțelor date de cablu să fie perpendiculară pe axul roților.

Roțile de acționare (fig. XXIV.69) au diametrul egal cu cel puțin 80 ori diametrul cablului, iar cele de întoarcere cu cel puțin 60 ori diametrul cablului. Pe arborele fiecărei roți de acționare se află cîte o roată dințată cu diametru mare, antrenate de un grup comun cu diferențial, care asigură sincronizarea mișcării celor două cabluri. Cînd puterea necesară depășește 750 kW se folosesc două motoare (s-a ajuns la puteri de 2 × 4300 kW). Pentru a avea o pornire lină se folosesc cuplaje hidraulice (la puteri

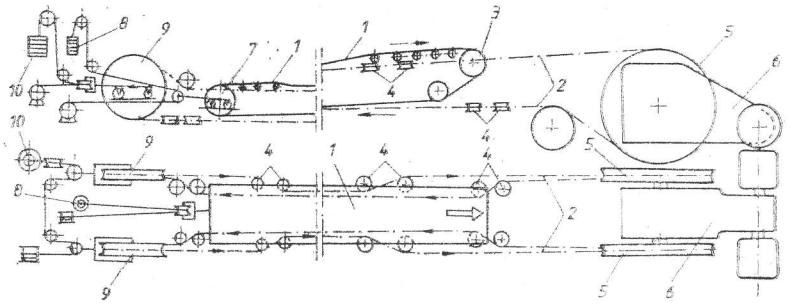


Fig. XXIV.69. Schema generală a unui transportor cu bandă pe cabluri tractoare:
*1* — bandă; *2* — cabluri; *3* — tobă de descărcare; *4* — role de deviere a cablurilor; *5* — roți de acționare; *6* — grup de acționare; *7* — tobe de întoarcere și întinderea benzii; *8* — greutatea de întindere a benzii; *9* — roți de întoarcere și întindere a cablurilor; *10* — greutate de întindere a cablurilor.

relativ mici) sau motoare cu rotor bobinat și cu comandă program automată de pornire care asigură o accelerație de pornire ce nu depășește 0,03—0,04 m/s².

Roțile de acționare pot avea și grupuri independente de antrenare, cînd motoarele cu rotor bobinat trebuie să aibă alunecare mare, pînă la 10%. Cînd transportorul are lungime mare, peste 500—1000 m (crește odată cu puterea instalată), sincronizarea

vitezei benzii se realizează datorită rigidității cablurilor, putîndu-se folosi motoare separate care funcționează pe caracteristica normală.

Roțile de acționare sînt căptușite cu segmente din policlorură de vinil alternînd cu segmente din material plastic, care reduce uzura cablurilor și realizează un coeficient de frecare pînă la 0,6 în cazul cablurilor uscate și de 0,35—0,46 în cazul cablurilor unse și ude, la o presiune de 300—500 N/cm². Pentru ca să nu apară avarii, perioada de frînare a acestor transportoare ajunge la 20 s.

Sistemele de întindere a cablurilor pot fi cu contragreutate sau automate cu troliu. Pe planul înclinat poate lipsi sistemul de întindere. Cursa sistemului de întindere este egală cu 0,02—0,025 din lungimea transportorului.

Debitul transportoarelor cu bandă pe cabluri tractoare se calculează cu cunoscuta expresie :

$$Q = 3600\, A_0 v \quad [\mathrm{m^3/h}] \quad \text{sau} \quad Q = 3600\, A_0 v \rho \quad [\mathrm{t/h}]$$

în care : $A_0$ este aria secțiunii curentului de material, m² ; $v$ — viteza de transport care pentru transportoarele cu bandă pe cabluri se află între 1 și 8 m/s (mai frecvent 2,5...4,0 m/s) ; $\rho$ — masa volumică a materialului în vrac, t/m³.

Aria secțiunii curentului de material $A_0$ poate fi calculată cu expresia folosită la benzi plate, în care lățimea benzii pe care se află materialul, $b$, se adoptă egală cu lățimea totală a benzii $B$, ceea ce compensează suprafața suplimentară dată de ușoara încovoiere transversală a benzii și de bordurile laterale ale acesteia. Rezultă deci că :

$$A_0 = 0{,}25\, B^2 k_l \operatorname{tg} \rho \quad [\mathrm{m^2}]$$

unde : $\rho$ este unghiul de taluz al materialului în mișcare, care este egal cu 0,5—0,6 din unghiul de taluz în repaus : $k_l = 1{,}08—0{,}01\,\beta$ este coeficient ce ține seama de înclinarea transportorului, cînd aceasta depășește 8°, în care $\beta$ este unghiul de înclinare, grade.

Determinarea eforturilor ce apar în cablurile tractoare se efectuează prin metoda pe puncte luate pe contur, la fel ca la transportoarele cu bandă pe role și în care rezistențele la mișcare între două puncte se calculează cu expresiile :

— pe ramură plină : $F_p = L[(q + 2q_c + q_b)(w \cos \beta \pm \sin \beta) + q_r' w]$ [N] ;

— pe ramura goală : $F_g = L[(2q_c + q_b)(w \cos \beta \mp \sin \beta) + q_r'' w]$ [N]

în care : $L$ este lungimea traseului dintre cele două puncte cu același unghi de înclinare pentru care se calculează rezistențele la mișcare, m ; $q$ — greutatea materialului pe metru liniar, N/m ; $q_c$ — greutatea pe metru liniar a unui cablu, care în calculul inițial se ia 20—30 N/m ; $q_r'$ și $q_r''$ — greutatea rolelor de susținere pe care se deplasează cablurile, ce revine pe metru liniar pentru ramura plină și cea goală, N/m ; $w = 0{,}015$ — rezistența specifică la mișcarea cablurilor pentru role căptușite cu materiale plastice (pentru role necăptușite $w = 0{,}01$) ; $\beta$ — unghiul de înclinare a transportorului între cele două puncte pentru care se face calculul ; $q_b$ — greutatea pe metru liniar a benzii, N/m, care atunci cînd nu se cunoaște se calculează cu expresia :

$$q_b = 0{,}43\, B - 120 \quad [\mathrm{N/m}]$$

$B$ fiind lățimea benzii, mm.

Rezistențele suplimentare în punctele de schimbare a unghiului de înclinare și la trecerea peste moletele de întoarcere și de deviere sînt egale cu 5—10% din efortul din cablu în punctul de înfășurare pe aceste organe.



Ca și la transportoarele cu bandă pe role, între efortul din cabluri în punctul de înfășurare pe șaibele motoare, $S_n$, și cel din punctul de desfășurare de pe aceste șaibe, $S_1$, trebuie asigurată condiția :

$$S_n k_f \leqslant S_1 e^{\mu\alpha} \quad [\mathrm{N}]$$

unde $k_f = 1{,}25$ este coeficientul de rezervă pentru transmiterea prin frecare a forței de tracțiune de la șaibele motoare la cabluri ; $e = 2{,}718$ — baza logaritmilor naturali ; $\mu$ — coeficient de frecare dintre cabluri și șaibe, care în cazul cablurilor unse are valorile : 0,16 cînd șaibele nu sînt căptușite și 0,35 cînd sînt căptușite cu materiale plastice de fricțiune ; $\alpha$ — unghiul de înfășurare a cablurilor pe șaibele motoare, radiani.

Calculul eforturilor din cabluri și întocmirea diagramei acestora se face analog ca la transportoarele cu bandă pe role. Efortul minim din cabluri de pe ramura plină, $S_{p\min}$ [N], se verifică la condiția de săgeată pe care o fac cablurile între doi suporți cu role și care trebuie să nu depășească 0,0125 din distanța $l$ dintre suporți cu expresia :

$$S_{p\min} \geqslant 10(q + q_b + 2q_c)l \quad [\mathrm{N}].$$

Săgeata cablurilor pe ramura goală nu trebuie să depășească 0,025 din distanța între role.

Avînd din calculul analitic și din diagramă valoarea efortului maxim din cabluri, $S_{max}$, se determină rezistența necesară la rupere a cablurilor $S_r$ cu expresia :

$$S_r = \frac{S_{max} k_s c}{2} \quad [\mathrm{N}]$$

în care : $k_s = 4{,}5...6$ este coeficientul de siguranță la rupere, care ține seama și de sarcinile dinamice care nu depășesc 30% din cele maxime statice : $c = 1{,}15...1{,}20$ — coeficient ce ține seama de repartizarea neuniformă a eforturilor între cabluri.

Puterea necesară se poate calcula cu expresia :

$$P = \frac{(F_p + F_g) v k_p}{1000\, \eta} \quad [\mathrm{kW}] \quad \text{sau} \quad P = \frac{1{,}1(S_n - S_1) v}{1000\, \eta} \quad [\mathrm{kW}]$$

în care : $k_p = 1{,}15...1{,}2$ este coeficient de rezervă a puterii ce ține seama și de rezistențele suplimentare ; $\eta = 0{,}85$ — randamentul transmisiei acționării.

Unghiul maxim sub care poate lucra transportorul fără ca banda să alunece pe cabluri în momentul pornirii se calculează cu expresia :

$$\sin \beta_{max} = \frac{(q + 2q_b)\left[f \cos \beta - \dfrac{a}{g} k\right]}{q}$$

unde : $f = 0{,}3...0{,}4$ este coeficientul de frecare dintre bandă și cabluri ; $a \approx 0{,}2$ m/s² — accelerația de pornire ; $k = 1{,}01...1{,}02$ — coeficient ce ține seama de masele tobelor pe care se înfășoară banda ; $\cos \beta \approx 0{,}96$.

Avantajele acestor transportoare sînt următoarele : pot avea lungime mare, pînă la 60 km ; au debite suficient de mari, între 300 și 5000 t/h ; materialul nu trece peste role, fiind transportat aproape în stare completă de repaus pe bandă, ceea ce reduce formarea prafului și consumul de energie, permite transportul de roci tari și în bucăți

relativ mari, iar durata de funcționare a benzii poate ajunge pînă la 12 ani; cablurile au durată de viață suficient de mare, de 2 pînă la 6 ani, dacă rolele sînt căptușite; banda este ieftină datorită numărului mic de inserții, care intră cu 80% în costul unei benzi. Față de transportoarele cu bandă pe role, au consum mai mic de energie cu circa 30—40%, (acest procent scade foarte mult odată cu creșterea înclinării transportorului), au greutate mai mică cu circa 40%, numărul rolelor în mișcare se reduce de circa 5 ori, costul pe tona kilometrică este mai mic cu circa 25%, cheltuielile de investiții sînt mai mici cu circa 30%, se reduc cazurile de cădere laterală a materialului de pe bandă, la lungime mare crește productivitatea muncii de 2—3 ori, iar lungimea maximă rentabilă de transport crește pînă la 60—70 km. Costul cablurilor reprezintă 5—7% din prețul transportorului.

Dezavantajele principale sînt: capetele de acționare și de întindere au construcție complicată, au gabarit foarte mare și necesită fundații mari de beton; organele de înfășurare ale cablului ajung să aibă diametrul pînă la 4 m; nu permit lungiri sau scurtări; necesită bandă cu profil special; durata de viață a cablurilor este relativ redusă; schimbarea cablurilor, cînd se uzează, se face greu; coeficientul de frecare dintre bandă și cabluri limitează unghiul sub care pot lucra la maximum 15—17° (cînd cablurile se ung, pînă la 12°).

De aceea, transportoarele cu bandă pe cabluri se folosesc pe galerii, la suprafață și pe plane înclinate ca transportoare magistrale cu lungime mare (minimum 3 km), pentru transportul rocilor de orice tărie, dar cu granulație maximă nu prea mare (ceva mai mare decît în cazul transportoarelor cu bandă pe role).

Întreprinderea de producție industrială pentru construcții de căi ferate Harghita a început asimilarea în fabricație a unui astfel de transportor cu lățimea benzii de 1 m și viteza de transport de 2,5 m/s.

## 4.2. TRANSPORTOARE CU BANDĂ PE SUPORȚI RULANȚI

La transportoarele cu bandă pe suporți rulanți (fig. XXIV.70,*a* și *b*), banda *1*, cu lățime de 1200—1600 mm (se tinde la 2000 mm),reprezintă organul de susținere a materialului și de tracțiune, în același timp. Acționarea și sistemul de întindere al acestor transportoare sînt analoage celor de la transportoarele cu bandă pe role. Banda se reazemă pe suporți rulanți, *2*, acoperiți cu cauciuc, care sînt prevăzuți cu rolele *3*, avînd diametrul de 150—160 mm. Datorită forței de frecare dintre bandă și suporți, banda antrenează în mișcare și suporții care se află dispuși la intervale de 1,5—2 m și care sînt legați între ei cu două lanțuri cu eclise fără sfîrșit *4* prevăzuți cu sistem de întindere cu șurub. Distanța între suporții cu role poate fi mărită la 2,8 m, dacă între aceștia se montează un suport, *5*, fără role. Pe ramura goală, banda se deplasează pe rolele fixe *6*.

Aceste transportoare pot avea și ușoare curburi, cînd au un singur lanț calibrat. În cazul unor raze de curbură mici, de 50—100 m, inclinarea suporților cu role în curbe (prin suprainălțarea șinei exterioare) poate ajunge pînă la 15°. De asemenea, este necesară și înclinarea rolelor fixe pe ramura goală pe care se deplasează numai banda. Pentru o înscriere mai bună în curbe, respectiv pentru a se evita așezarea diagonală a suporților cu role și căderea lor de pe ghidaje, se recomandă ca axul rolelor



să se afle cu 10—20 mm mai în avans, în direcția de mișcare față de planul de simetrie al traversei. În același scop, punctul de legătură la lanț se află la distanța *e* (fig. XXIV.70*c*) față de planul de simetrie al traversei. Raza minimă de curbură scade și odată cu micșorarea efortului din bandă.

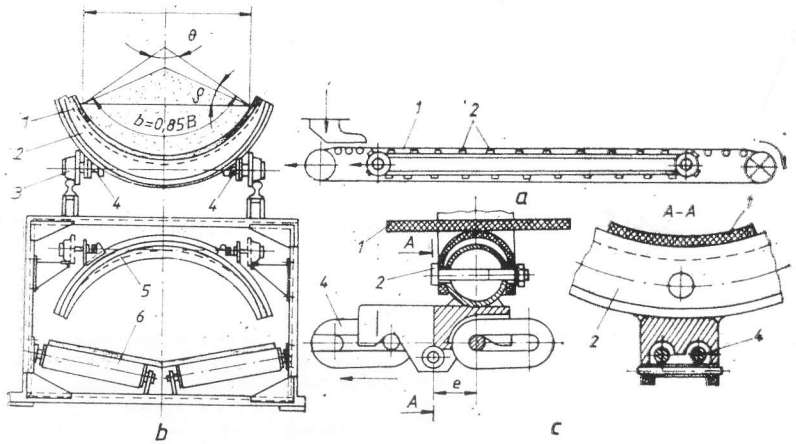



Fig. XXIV.70. Transportor cu bandă pe suporți rulanți:

*a* — schema de funcționare; *b* — construcția cu două lanțuri cu eclise; *c* — construcția cu un lanț calibrat.

Pentru ca traversele să nu se încarce cu material lipit, pe partea superioară a acestora se montează o fișie de bandă de cauciuc, ca în fig. XXIV.70,*c*.

În punctul de încărcare, banda se deplasează pe role prevăzute cu pneuri, iar între stelele lanțurilor și toba de descărcare se montează ghirlande de role suspendate elastic.

Aria secțiunii transversale a curentului de material, $A_0$, se calculează cu expresia:

$$A_0 = \frac{R^2}{2}\left(\frac{\pi}{180}\theta - \sin\theta + 2\sin^2\frac{\theta}{2}\operatorname{tg}\rho\right) \qquad [m^2],$$

în care: $R = b\dfrac{180}{\pi\theta}$ [m]; $\theta = 90—100°$ — unghiul de centru al arcului de lungime $b$; $\rho$ — unghiul de taluz al materialului în mișcare, grd, pentru care se recomandă valorile 20—25° (respectiv cu 5—10° mai mare decît la transportoarele cu bandă pe role). Dacă se adoptă $\theta = 100°$, acestei valori îi corespunde: $R = 0{,}49\ B$ [m] și $A_0 = 0{,}12B^2(0{,}76 + 1{,}17\operatorname{tg}\rho)$ [m²], iar pentru debit, expresiile:

— cînd $\rho = 20°$; $Q = 3600A_0v = 510B^2v$ [m³/h] $\Rightarrow B = \sqrt{\dfrac{Q}{510\,v}}$ [m],

— cînd $\rho = 25°$ ; $Q = 3600 A_0 v = 560 B^2 v$ [m³/h] $\Rightarrow B = \sqrt{\frac{Q}{560\, v}}$ [m],

în care $v$ este viteza de transport, m/s.

Calculul eforturilor ce apar în bandă și a puterii necesare de acționare a transportoarelor cu bandă pe suporți rulanți este la fel ca cel al transportoarelor cu bandă pe role, unde rezistențele la mișcare se calculează cu expresiile :

$$F_p = (q + q_b + 2q_s)Lw \cos \beta \pm (q + q_b)L \sin \beta \quad [N],$$

$$F_{gb} = (q_b \cos \beta \pm q_r)Lw' \pm q_b L \sin \beta \quad [N],$$

în care : $F_p$ reprezintă rezistențele la mișcare pe ramura plină, care include și rezistențele pasive la mișcare de pe ramura goală date de suporții cu lanțuri, N ; $F_{gb}$ — rezistențele la mișcare pe ramura goală date de bandă, N ; $q$ — greutatea materialului pe metru liniar de bandă, N/m ; $q_b$ — greutatea unui metru de bandă, N/m ; $q_s \approx 500$ N/m — greutatea suporților cu role împreună cu lanțurile de legătură pe metru liniar de transportor, N/m ; $q_r$ — greutatea rolelor fixe de pe ramura goală pe metru liniar de transportor, N/m ; $L$ — lungimea transportorului, m ; $\beta$ — înclinarea transportorului ; $w = 0{,}018 \ldots$ $\ldots 0{,}03$ — rezistența specifică la mișcare a suporților rulanți (valoarea maximă se ia pentru cazul cînd transportorul are curburi și lucrează în condiții grele) ; $w' = 0{,}04 \ldots$ $\ldots 0{,}06$ — rezistența specifică la mișcare a benzii pe ramura goală.

În afară de calculul și întocmirea diagramei eforturilor din bandă este necesar să se stabilească și efortul maxim în lanțurile de legătură a suporților pe ramura goală, care este :

$$S'_{max} = |(w \cos \beta \pm \sin \beta)\, q_s L| + S'_{min} \quad [N]$$

unde $S'_{min} = 2000$ N este efortul minim admis în lanțuri.

Rezistențele suplimentare la înfășurarea peste tobă și peste stelelele de la capul de întoarcere reprezintă 7—10 % din suma eforturilor din bandă și din lanțurile de legătură în punctul de înfășurare.

La aceste transportoare este necesar să se facă și calculul la nealunecare a benzii pe suporții rulanți în momentul pornirii transportorului gol și cînd trebuie respectată condiția :

$$q_b L f \cos \beta \geq k_f \left[ [(q_b + 2q_s k)Lw_p \cos \beta + 2q_s L k_r \frac{a}{g} \right],$$

unde : $f = 0{,}3 \ldots 0{,}55$ este coeficientul de frecare dintre bandă și suporții acoperiți cu cauciuc pentru care se adoptă valoarea maximă, cînd banda este uscată, și minimă, cînd banda este udă ; $k_f = 1{,}20$ este coeficient de rezervă împotriva nealunecării ; $w_p = 1{,}5w$ este rezistența specifică la mișcarea suporților rulanți în momentul pornirii ; $k = 1{,}03 \ldots 1{,}10$ — coeficient ce ține seama de rezistențele suplimentare date de organele de înfășurare de la capete, peste care trec lanțurile cu suporții (valoarea minimă se adoptă cînd lungimea transportorului este mare, și invers) ; $k_r = 1{,}15$ este coeficient ce ține seama de inerția maselor în rotație ; $g$ — accelerația gravitației ; $a \approx 0{,}2$ m/s² — accelerația de pornire.

Pentru a preîntîmpina fenomenul de alunecare, mai ales cînd transportul se face pe plane înclinate, este necesar ca pornirea să se facă lent, cu accelerație mică la pornire.

Materialul fiind transportat în stare de repaus pe bandă, uzura benzii este redusă ; ca atare se pot transporta materiale tari și în bucăți mari, ale căror dimensiuni pot ajunge



pînă la 0,8 din lățimea benzii, iar unghiul de înclinare sub care materialul poate fi transportat poate ajunge pînă la 20—22°.

Întrucît aceste transportoare au construcție mai complicată (numărul rulmenților este însă mai mic), cu multe piese în mișcare și construcție mai grea decît transportoarele cu bandă pe role, precum și pentru faptul că au viteze mici de transport (1,5—2 m/s) și se lungesc și se scurtează mai greu, se recomandă a fi folosite ca transportoare staționare în carierele și minele de minereuri pe plane înclinate și pe galerii (inclusiv pe galeria de pregătire colectoare din cadrul metodei cu surparea minereului), unde nu pot fi utilizate transportoarele cu bandă pe role.

## 4.3. TRANSPORTOARE CU BANDĂ DIN PLĂCI

Transportoarele cu bandă din plăci (fig. XXIV.71) au de obicei un singur lanț cu zale calibrate, cu diametrul zalei de 18—22 mm (fig. XXIV.72), pentru a putea lucra pe lucrări miniere cu curburi ce au rază mai mare de 20 m. Cînd lucrează în linie dreaptă (inclusiv pe plane înclinate) pot avea două lanțuri cu zale și mai rar cu eclise.

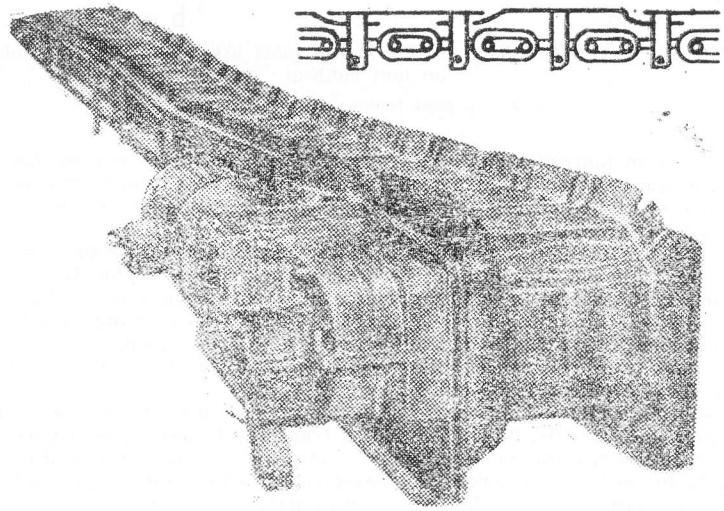
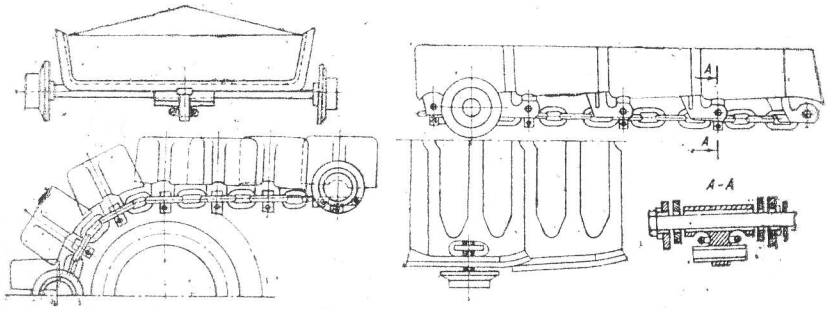


Fig. XXIV.71. Transportor cu bandă din plăci metalice.

Lățimea covorului de bandă din plăci este de 450—800 mm, cînd transportorul are un lanț, și poate ajunge pînă la 1200 mm, cînd transportorul are două lanțuri. Bordurile au înălțime egală cu 20—28 % din lățimea benzii (procentul maxim se ia pentru benzi cu lățime mică și invers). Covorul poate fi format din plăci de aceeași construcție sau din plăci cu două forme constructive.

Covorul format din plăci de aceeași construcție (fig. XXIV.72,*a*) are marginile plăcilor suprapuse pe 30—40 mm în solzi, cu orientare spre înainte. Dacă pasul de așezare al acestor plăci este de 160—172 mm, corespunzînd cu pasul lanțurilor cu eclise sau de două ori pasul lanțurilor cu zale calibrate, se zice că este format din *plăci înguste cu o singură legătură la lanț* pe lungimea acestuia. Dacă pasul de așezare este egal cu




a b

Fig. XXIV.72. Transportoare cu bandă din plăci așezate în solzi montate pe un lanț calibrat:

*a* — cu plăci înguste; *b* — cu plăci late.

de patru ori pasul lanțurilor cu zale (fig. XXIV.72,*b*), plăcile se numesc *late*. Plăcile se execută prin matrițare, din tablă de 3—5 mm și se tratează termic, iar pentru minereuri pot fi acoperite cu cauciuc. Suprafața covorului de bandă este de dorit să fie cît mai netedă, pentru a reduce lipirea materialului.

Benzile formate din două feluri de plăci late au de obicei un singur lanț și permit curburi cu rază minimă pînă la 9 m, iar în cazuri excepționale pînă la 3 m.

Rolele au diametrul 90—120 mm, iar distanța între role este de 1,28—1,44 m ajungînd la 0,9—1,0 m, în cazul razelor de curbură de 20—25 m. Cînd raza de curbură este mai mică de 25 m, plăcile port-osii au și role cu ax vertical. Suma unghiurilor curburilor unui transportor poate ajunge pînă la 360°, dar unghiul unei curburi se recomandă să nu depășească 50—60°.

La suprafața minei și în uzinele de preparare se folosesc *transportoare cu bandă plată din plăci metalice* (fig. XXIV.73) pentru transportul materialelor cu temperaturi ridicate, sau cu bandă ondulată și în formă de cutii, care permit transportul pe înclinări mari pînă la 40—60°. De asemenea, se folosesc ca benzi de claubaj, cînd au viteză de 0,15—0,3 m/s și lățime de 400—750 mm, cînd alegerea se face pe o parte, și de 750—1200 mm, cînd alegerea se face pe ambele părți. Aceste transportoare au întotdeauna două lanțuri cu eclise.

Scheletul de traseu al transportoarelor cu bandă din plăci metalice este format din tronsoane cu lungimi de 3000—3500 mm.

Îmbinarea tronsoanelor trebuie să permită devieri în plan vertical de 1,5°, ceea ce face ca transportorul să poată avea curburi în plan vertical cu rază de minimum 60 m.

Lungimea șinelor de rulare $l_s$ trebuie să nu fie un multiplu întreg al distanței între osiile cu role $l_r$ și trebuie aleasă în așa fel, încît să treacă concomitent peste îmbinările șinelor un număr cît mai mic de role. Această condiție poate fi exprimată prin următoarea formulă:

$$l_s\, m = l_r n,$$

în care $m$ și $n$ reprezintă numărul șinelor și numărul osiilor cu role dintre două îmbinări peste care trec în același timp role.



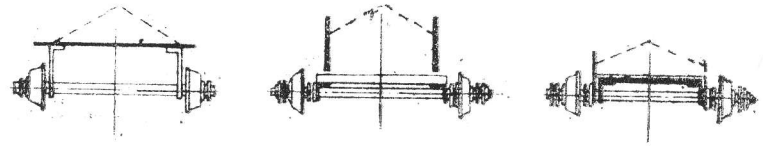


Fig. XXIV.73. Transportoare cu bandă folosite la suprafața minei.

Pentru protejarea covorului din plăci este interzis ca în punctul de încărcare, materialul să cadă direct pe bandă, fiind obligatorie folosirea unor alimentatoare speciale.

Acționările transportoarelor cu bandă din plăci sînt de două feluri: *acționări de cap* (fig. XXIV.71), ce pot fi montate și la capul de întoarcere cînd construcția transportorului permite aceasta și *acționări intermediare de traseu* (fig. XXIV.74). Grupurile de acționare au construcție analogă sau aceeași cu a celor folosite la transportoarele cu raclete și au puteri între 22 și 100 kW.

La transportoarele ce lucrează pe plane înclinate se prevăd frîne electromagnetice amplasate între cuplajul hidraulic și reductor. Lungimea transportorului cu o acționare nu depășește 800—1000 m pe orizontală. Pentru lungimi mai mari, care pot ajunge pînă la 2000 m, se folosesc acționări intermediare de traseu.

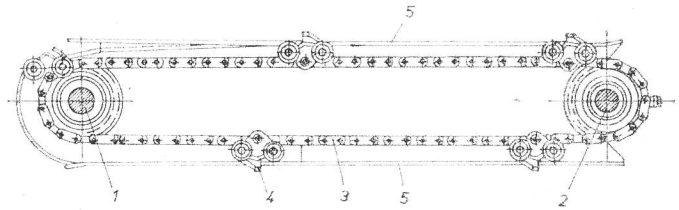



Fig. XXIV.74. Acționare intermediară tip șenilă:

*1* — steaua de acționare; *2* — steaua de întindere; *3* — lanțul; *4* — camele; *5* — ghidajele pentru rolele suporților cu came.

Acționările intermediare care au căpătat cea mai largă utilizare sînt cu lanțuri cu came de tip șenilă, care pot fi angrenate cu o singură ramură sau cu ambele ramuri ale transportorului. Datorită uzurii neuniforme a lanțurilor și a schimbării în timpul exploatării a unor elemente de lanț mai mult sau mai puțin uzate se recomandă ca la transportoarele orizontale sau cu înclinare mică fiecare ramură să fie acționată independent pe traseu (fig. XXIV.75,*a*). La transportoarele ce lucrează pe plane înclinate, componenta gravitațională a ramurii goale poate fi folosită să ajute la antrenarea ramurii pline (fig. XXIV.75,*b*).

La darea în exploatare a unui transportor cu mai multe acționări este necesar să se stabilească experimental timpii și ordinea pornirii temporizate a motoarelor.

Întinderea lanțurilor se realizează cu șurub și piuliță sau mai modern cu cilindri hidraulici, care au cursă de 400—600 mm. Menținerea întinderii axului cu stele de întoarcere, realizată cu cilindri hidraulici, se asigură cu un sistem de blocare mecanică cu clichet.

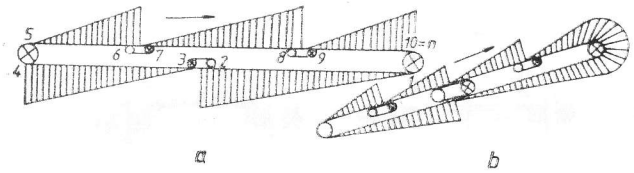



Fig. XXIV.75. Diagrame ale eforturilor în lanțuri :

*a* — pe orizontală ; *b* — pe plane înclinate.

La transportoarele montate pe plane înclinate, capul de întoarcere este montat pe role ce se deplasează pe ghidaje fixate pe fundație. La înclinări pînă la 20—22° întinderea se realizează cu o contragreutate cu cursă de circa 1500 mm. La înclinări de 20—27° întinderea se poate realiza numai datorită greutății proprii a capului de întoarcere. La înclinări mai mari de 25—27° este necesară o contragreutate legată în fața capului de întoarcere, întrucît greutatea proprie a acestuia dezvoltă o forță de întindere în lanțuri prea mare. După întindere, capul de întoarcere se fixează cu un sistem mecanic de blocare.

Transportul de materiale (subansamble de utilaje) se poate face pe o secție specială, întărită a benzii și cu role apropiate, cînd încărcătura (piesa) poate avea masă pînă la 0,5—0,6 t, sau pe un cărucior special ce rulează pe contrașinele superioare ale transportorului și care servește și pentru transportul pieselor la montarea lui.

Pe secțiile intermediare de trecere de la capetele de acționare se montează traductoare magneto-inductive de control automat a integrității benzii.

Pe traseul transportoarelor montate pe plane înclinate se prevăd sisteme de siguranță amplasate la intervale de 6—12 m, ce prind banda în cazul ruperii sau al nefuncționării frînelor electromagnetice.

Debitul transportoarelor cu bandă din plăci metalice se calculează cu expresia :

$$Q = 3600 A_0 v \rho k_n \quad \text{sau} \quad Q = 3{,}6 q_m v \qquad [\text{t/h}],$$

în care : $A_0 = Bh$ [m²] este suprafața secțiunii transversale de încărcare a benzii, unde $B$ este lățimea benzii, iar $h$ înălțimea bordurilor, m ; $v = 0{,}5 \ldots 1{,}3$ m/s — viteza de transport (valoarea maximă se adoptă pentru lățime mare a benzii, cînd transportorul nu are curburi cu rază mică, iar condițiile de montaj și exploatare sînt foarte bune) m/s ; $\rho$ — masa specifică a materialului afinat, t/m³ ; $q_m$ — masa materialului pe metru liniar de bandă, kg/m ; $k_n = \dfrac{100 - \beta}{100}$ — coeficient de umplere, unde $\beta$ este unghiul de înclinare a transportorului, grd.

Pentru un debit dat, se calculează $A_0$ și, respectiv, lățimea $B$ necesară a benzii, care se verifică și din punctul de vedere al mărimii maxime a bucăților de material, cu expresia :

$$B \geqslant 1{,}7 a_{max} + 200 \quad [\text{mm}],$$

în care $a_{max}$ este mărimea maximă a bucăților de material, mm.



Pentru calculul rezistențelor de mișcare a benzii și a eforturilor ce apar în lanțuri se împarte traseul pe care se montează transportorul în tronsoane cu același unghi de înclinare. Rezistențele la mișcare pe diferite tronsoane de lungime $L$ [m] și cu același unghi de înclinare se calculează cu expresiile :

— pe ramura plină : $F_p = (q + q_b)(w \cos \beta \pm \sin \beta) L$ [N] ;

— pe ramura goală : $F_g = (w \cos \beta \mp \sin \beta) q_b L$ [N] ;

în care : $q$ este greutatea materialului pe metru liniar, în N/m ; $q_b$ — greutatea pe metru liniar a benzii metalice cu lanțuri și role, în N/m ; $w$ — rezistența specifică la mișcare, care are valori de 0,025—0,03 pentru porțiuni drepte sau curbe cu rază mare și 0,06—0,11 pentru porțiuni curbe (valoarea maximă se ia pentru curbe cu rază mică și condiții grele de lucru).

Cînd nu se cunoaște valoarea lui $q_b$, aceasta poate fi stabilită cu aproximație în funcție de $Q$ [t/h], cu formula empirică :

$$q_b = 22 \sqrt{\frac{Q}{c}} + (200 \ldots 260) n \qquad [\text{N/m}],$$

în care $n$ este numărul lanțurilor.

Rezistențele suplimentare date de stelele libere, la capetele transportorului se calculează cu expresia :

$$F_s = (0{,}05 \ldots 0{,}08)\, S_i \qquad [\text{N}],$$

în care $S_i$ este efortul din lanțuri în punctul de înfășurare.

După calculul rezistențelor la mișcarea benzii se trece la stabilirea eforturilor din lanțuri, prin metoda pe puncte luate pe contur (fig. XXIV.75) începînd din punctul *1* de desfășurare de pe stelele motoare de la unul din capetele transportorului (de la cel de descărcare cînd transportul se face pe orizontală sau în sus, iar cînd transportul se face în jos, de la cel de încărcare), pînă la punctul $n$ de înfășurare pe aceste stele (analog ca la transportoarele cu raclete).

Cînd transportorul are mai multe acționări (și intermediare de traseu), se pornește cu un efort $S_{imin}$ în lanțuri la ieșirea din fiecare acționare egal cu 2000—4000 N, cînd se află pe ramura goală, și de 4000—6000 N cînd se află pe ramura plină (valorile maxime se adoptă pentru lățimi mari de bandă).

Efortul minim din lanțuri pe ramura plină se verifică și la condiția de săgeată, cu expresiile :

— pentru transportoare fără curburi în plan orizontal :

$$S_{min} = \frac{(q + q_b)(l - l_1)^2}{8f} \qquad [\text{N}] ;$$

— pentru transportoare cu curburi în plan orizontal :

$$S_{min} = \frac{(q + q_b)(l - l_1)^2 R_{min} f_c}{2 l_t f} \qquad [\text{N}] ;$$

în care : $q_b$ este greutatea pe metru liniar a benzii cu lanțuri fără role, N/m ; $l$ — distanța între role, m ; $l_1$ — pasul de așezare al plăcilor, m ; $f = 0{,}2 \ldots 0{,}25$ m — săgeata maximă admisă ; $R_{min}$ — raza minimă a curburii, m ; $f_c$ — deplasarea către interior în plan

orizontal a axului benzii față de axul curbei, m; $l_t$ — lungimea tronsonului șinelor de rulare în zona curbă, m.

Pentru a avea o imagine a variației eforturilor în lanțuri pe tot traseul, se recomandă să se întocmească diagrama desfășurată a variației acestor eforturi.

Avînd efortul maxim $S_{max}$ [N] ce apare în lanțuri atît din calculul analitic cît și din diagrama eforturilor, se verifică coeficientul de siguranță la rupere cu expresia:

$$k_s \leqslant \frac{nS_r}{cS_{max}},$$

în care: $S_r$ este rezistența la rupere a unui lanț, N; $c$ — coeficient ce ține seama de încărcarea neuniformă a lanțului și are valorile: $c = 1$ cînd numărul lanțurilor, $n = 1$, $c = 1{,}3$ cînd $n = 2$, pentru lanțurile cu eclise și $c = 1{,}5$ pentru lanțuri cu zale.

Coeficientul de siguranță la rupere are valorile: $k_s = 6 \ldots 8$ cînd transportul se face pe orizontală și $k_s = 8 \ldots 10$ cînd se face pe plane înclinate.

Cînd transportorul are și acționări de traseu, distanța între acționări se alege în așa fel încît eforturile maxime ce apar în lanțuri să fie egale cu cele admisibile în lanțuri, respectiv:

$$S_{max} = S_{adm} = \frac{nS_r}{ck_s} \quad [\text{N}].$$

Distanța maximă între două acționări, $L_p$, pe ramura plină și $L_g$ pe ramura goală se stabilește cu expresiile:

— pentru ramura plină

$$L_p = \frac{S_{adm} - S_{min}}{(q + q_b)(w \cos \beta \pm \sin \beta)} \quad [\text{m}],$$

— pentru ramura goală::

$$L_g = \frac{S_{adm} - S_{min}}{(w \cos \beta \mp \sin \beta)q_b} \quad [\text{m}],$$

Plecînd de la condiția menționată, ca $S_{max} = S_{adm}$, rezultă că puterea instalată maximă a unei acționări, atît de cap cît și de traseu, trebuie să fie:

$$P_{a\,max} = \frac{F_{oa}v}{1000\,\eta_t} k_r \quad [\text{kW}],$$

unde: $F_{oa} = S_{adm} - S_{min}$ este forța de tracțiune maximă ce o preia o acționare, N; $\eta_t = 0{,}8$ — randamentul total al transmisiei, inclusiv angrenarea cu lanțul tractor; $k_r = 1{,}15 \ldots 1.25$ — coeficient de rezervă a puterii ce ține seama și de existența curburilor și de faptul că rezistențele dinamice nu depășesc $15 \ldots 20\,\%$ din $S_{max}$, iar valoarea maximă se ia pentru condiții grele de lucru.

Se recomandă ca acționarea de traseu să se plaseze la intrarea în curbură, în scopul de a avea în curbură tensiune mică în lanț.



Puterea totală instalată a transportorului, $P_t$ este:

$$P_t = \Sigma P_a \quad [\text{kW}],$$

unde $P_a$ este puterea fiecărei acționări ce se calculează cu expresia:

$$P_a = \frac{(S_t - S_d)v}{1000\eta_t} k_r \quad [\text{kW}],$$

în care $S_t$ și $S_d$ sînt eforturile din lanțuri la înfășurare (intrarea) și la desfășurarea (ieșire) de pe acționarea respectivă, N.

Puterea totală instalată a transportorului poate fi calculată și cu expresia:

$$P_t = \frac{\sum_{i=1}^{n-1} F_{i-(i+1)}v}{1000\eta_t} k_r \quad [\text{kW}],$$

în care $\sum_{i=1}^{n-1} F_{i-(i+1)}$ este suma rezistențelor la mișcare din punctul $1$ pînă la punctul $n$ de pe conturul transportorului.

Avînd valoarea lui $P_t$ calculată în acest fel, se poate stabili și numărul acționărilor $n_a$, cu expresia:

$$n_a \approx \frac{P_t}{P_{a\,max}}$$

În practică acționătile intermediare se amplasează la intervale de 120—150 m, iar cînd motoarele au puteri mai mari de 40—50 kW, pot ajunge pînă la 250 m.

Întrucît au construcție grea (150—400 kg/m), complicată și cu multe piese în mișcare, transportoarele cu bandă din plăci se recomandă a se folosi la minele de cărbuni numai pe lucrări miniere (inclusiv de pregătire) cu curburi și înclinare de $\pm 6°$ sau pe plane înclinate cu înclinare mare, pe care nu pot fi folosite transportoare cu bandă de cauciuc. La minele de minereuri pot fi folosite pe galerii în limitele blocurilor sau panourilor ce se extrag, precum și pe plane înclinate.

## 5. TRANSPORTOARE VIBRANTE

Transportoarele vibrante sînt larg utilizate în uzinele de preparare, îndeosebi pentru transportul rocilor tari și abrazive, dar nu în bulgări prea mari. Sînt aproape de neînlocuit la transportul materialelor fierbinți, care degajă praf și gaze nocive. Ele pot îndeplini și operații tehnologice, cum sînt: clasare granulometrică, uscare, cîntărire-dozare, răcire (încălzire) etc. În subteran se întîlnesc pentru evacuarea minereului din abataj pînă la rostogol (pe lungimi pînă la 30—50 m), unde datorită condițiilor grele

de lucru nu pot fi folosite alte transportoare. Transportoarele vibrante au debite pînă la 300 t/h și pot transporta în sus sub unghi pînă la 10—15°.

În fig. XXIV.76 este prezentat un flux de evacuare folosit în U.R.S.S. unde *1* este un alimentator vibrant tip VP-2, iar *2* este un transportor vibrant VR-80 care descarcă în rostogolul *3*. Transportorul cu lungime maximă de 50 m are construcție

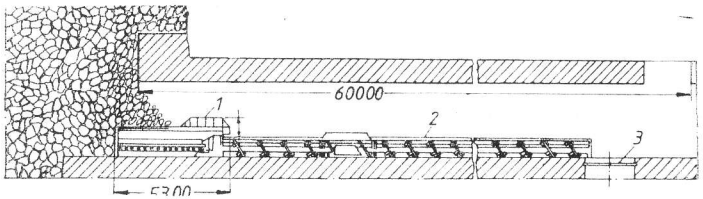



Fig. XXIV.76. Evacuarea cu ajutorul unui alimentator vibrant și a unui transportor vibrant în cadrul metodei de exploatare cu subetaje.

neechilibrată și se montează pe fundație, iar scurtarea lui se face la intervale mari de timp, întrucît înălțimea subetajului este de 30—40 m.

În fig. XXIV.77 este prezentată soluția de mecanizare a încărcării și transportului materialului din pîlniile de rostogol la metoda de exploatare cu blocuri de surpare. Evacuarea minereului se realizează de către alimentatorul vibrant *1*, de tip VDPU-4TM,

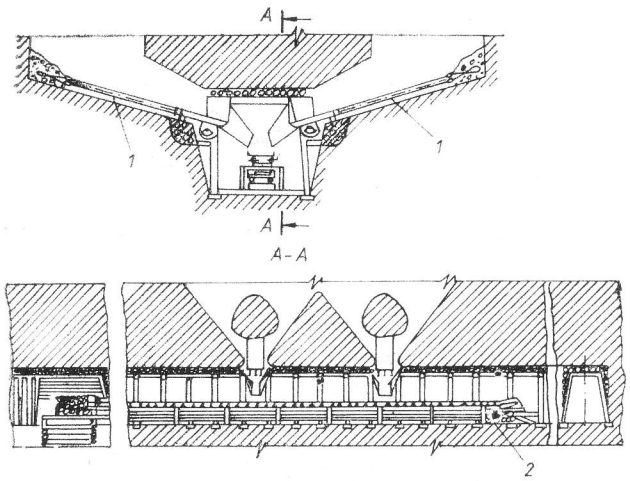



Fig. XXIV.77. Mecanizarea încărcării materialului cu alimentatoare vibrante la metoda de exploatare cu blocuri de surpare.

din pîlnia de alimentare ce deversează pe transportorul cu bandă cu plăci metalice *2*, de tip PK-100.

Soluțiile prezentate au următoarele avantaje: caracterul continuu al procesului de evacuare a minereului, caracterul staționar și semistaționar al utilajelor, productivi-



*Tabelul XXIV 17.*

**Caracteristicile tehnice ale unor alimentatoare și transportoare vibrante fabricate în U.R.S.S.**

| Tipul | Debitul [t/h] | Lungimea de transport [m] | Lățimea organului de transport [mm] | Unghiul de înclinare a jgheabului [grade] | Amplitudinea oscilației [mm] | Frecvența oscilației [oscil/min] | Tipul vibratorului de acționare | Puterea de acționare [kW] | Forța perturbatoare [kN] | Masa [kg] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| VDPM-6 | 300—1020 | 6 | 1230 | 3—7 | — | — | inerțial autobalans | 30 | 150 | 4500 |
| VDPU-4TM | 300—900 | 6 | 2500 | 15—20 | — | 1125 | inerțial debalans | 16—28 | 442 | 4300 |
| VDPU-10 | 300—600 | 6 | 1200 | 10 | — | 1125 | idem | 30 | — | 4500 |
| VR-30 (15 secții) | 250 | 30 | 1030 | — | — | — | — | 15 | — | 7500 |
| VR-50 | 125 | 21 | 800 | — | 4 | 112,5 | cu excentric | 10 | — | 2100 |
| VR-80 | 250 | 30 | 500 | 0—5 | 3 | 690 | idem | 15 | — | 5400 |
| VR-100 | 360 | 36 | 1350 | — | 7 | 1300 | idem | 28 | — | 7920 |
| VR-100 (25 secții) | 250 | 50 | 1600 | — | 3 | 675 | idem | 50 | — | 10665 |
| VR-100 V | 500 | 30 | 1000 | 0—5 | 2,5 | 800 | idem | 30 | — | 16200 |
| VR-1201 | 250 | 30 | 2360 | — | 2,4 | 725 | idem | 30 | — | 18000 |
| VRM-150 U | 700 | 69 | 1400 | 0—5 | 4 | 800 | idem | 60 | — | 35330 |

fate mărită și uzura redusă a utilajelor vibrante ce sînt lipsite de organ de tracțiune și nu au ramură de întoarcere.

În tabelul XXIV.17 sînt prezentate cîteva tipuri de alimentatoare și transportoare vibrante, fabricate în U.R.S.S.

La transportoarele vibrante, direcția oscilațiilor formează cu jgheabul un unghi $\beta$ de 24°30′—30°, iar diagrama vitezei și accelerației jgheabului reprezintă o sinusoidă

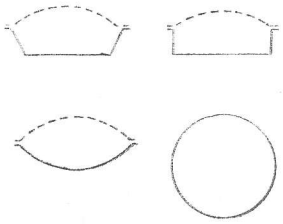


Fig. XXIV.78. Profilurile organului de lucru al transportoarelor vibrante.

simetrică. Mărimea amplitudinii oscilațiilor este de 1—10 mm, iar frecvența acestora este de 500—3000 oscilații/min. În timpul transportului, materialul se află foarte puțin timp în contact cu suprafața jgheabului, ceea ce explică și uzura redusă a acestuia.

Organul de transport al transportoarelor vibrante poate fi un jgheab deschis sau închis, ori o țeavă (fig. XXIV.78).

În fig. XXIV.79 sînt prezentate schemele cinematice de bază ale transportoarelor vibrante. În aceste scheme se regăsește orice tip de transportor vibrant. Aceste scheme sînt dispuse într-o succesiune determinată de numărul gradelor reale de libertate ale maselor oscilante și sînt indispensabile în alcătuirea modelului mecanic echivalent în scopul analizei dinamice a sistemului oscilant pe care îl reprezintă.

Pentru schemele din fig. XXIV.79 se folosesc vibratoare cu excentric, dar se pot utiliza și vibratoare hidraulice, pneumatice sau inerțiale. Semnificația notațiilor este următoarea: *1* — jgheab, *2* — fundație sau rama de bază, *3* — sistemul elastic, *4* — vibratorul de acționare, *5* — pîrghii oscilante, *6* — suporții de reazem ai sistemului oscilant pe fundație (ramă de bază), *7* — amortizoare ce împiedică transmiterea vibrațiilor la fundație (cînd este cazul); *8* — masă de echilibrare.

În fig. XXIV.79,*b* sînt prezentate schemele cinematice de bază ale transportoarelor vibrante acționate cu vibratoare electromagnetice în care: *1* reprezintă jgheab, *2* — partea activă a vibratorului fixată de jgheab, *3* — sistemul elastic al vibratorului ce leagă partea activă de partea reactivă, *4*, *5* — amortizoare, *6* — masă de echilibrare *7* — sistemul elastic auxiliar și *8* — fundație. Schemele *II*—*IV* din fig. XXIV.79,*b* sînt cu două și mai mult de două grade de libertate.

Transportoarele vibrante pot fi cu mase neechilibrate (fig. XXIV.19,*a* schema *I*) care se folosesc în subteran, sau cu mase echilibrate (fig. XXIV.79,*a* schema *II*), care se folosesc la suprafață.

Echilibrarea se face cu masă specială de echilibrare (fig. XXIV.79,*a* schemele *III*, *V*) sau prin montarea a două jgheaburi sau țevi de transport (fig. XXIV.79, *a* schemele *II*, *VI*) ale căror mase se echilibrează între ele în timpul funcționării. Uneori se folosesc și trei sau chiar patru mase ce se echilibrează între ele (fig. XXIV.79,*a* schemele *V* și *VI*). Transportoarele cu mase echilibrate reduc transmiterea vibrațiilor asupra fundației. Pentru a se elimina transmiterea vibrațiilor la fundație este necesar ca legătura transportorului la suporți să corespundă cu centrul de inerție al meselor transportorului ce execută oscilații (fig. XXIV,*a* schema *II*). În acest caz, transportorul se spune că



are construcție echilibrată sau vibroizolată ce poate fi atît pe direcția transversală cît și longitudinal (fig. XXIV.79,*a* schema *IV*). Suspendarea și legătura elastică între mase se face cu arcuri elicoidale sau din benzi de oțel arc, lemn, fibre de sticlă etc. Pentru a rezista mai bine la oboseală, articulațiile suporților oscilanți și ale pîrghiilor oscilante la jgheab sau țevi se execută cu bucșe metalo-cauciucate.

Transportoarele vibrante utilizate în subteran sînt în construcție neechilibrată, iar cele din uzinele de preparare au masă de echilibrare.

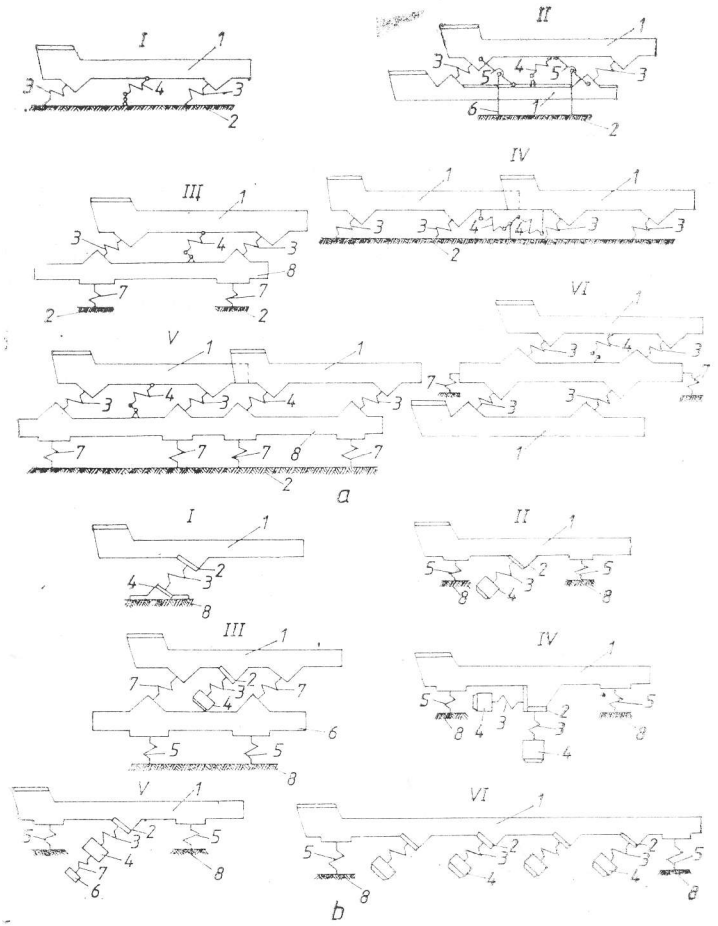


Fig. XXIV.49. Scheme cinematice de bază ale transportoarelor vibrante.

Vibratoarele folosite pentru acționarea transportoarelor și alimentatoarelor vibrante pot fi : *electromagnetice, cu inerție, cu excentric și hidraulice.*

*Vibratoarele cu electromagnet* au frecvențe de 1250—2500 oscil/min și pot fi cu reglare automată a tensiunii de alimentare și a frecvenței, în funcție de variația parametrilor procesului de transport, în schimb au amplitudini mici (1—2 mm), ceea ce le face utilizabile numai la transportoare cu lungime mică sau la alimentatoare în condiții ușoare de lucru (de exemplu, pentru echiparea gurilor de silozuri în uzinele de preparare).

*Vibratoarele cu inerție* au amplitudini de 2—6 mm și frecvențe de 750—1250 oscil/min și pot fi de două feluri : 1) cu o singură masă excentrică rotativă de tip „debalans", cînd orientarea amplitudinii se realizează prin sistemul de suspendare a jgheaburilor ; 2) cu două mase excentrice rotative, la care masele se rotesc în sensuri opuse asigurînd orientarea amplitudinii. Transmisia de la motor (care este montat pe fundație sau pe o ramă fixă) la axul maselor excentrice se face cu curele.

Vibratoarele cu inerție realizează forțe mari perturbatoare (pînă la 800 kN), fapt ce le recomandă pentru acționarea transportoarelor vibrante puternice și în special pentru acționarea alimentatoarelor vibrante ce lucrează în condiții grele în subteran.

*Vibratoarele cu excentric* și cele *hidraulice* au amplitudini de 5—10 mm și frecvențe de 500—800 oscil/min. Ele pot realiza forțe perturbatoare mari, recomandîndu-se pentru antrenarea transportoarelor din subteran cu lungime mare și care nu au masă de echilibrare, vibratoarele hidraulice au gabarit redus, iar alimentatorul (pulsatorul) cu motorul pot fi amplasate alături într-o nișă.

Transportoarele vibrante cu un singur vibrator au lungimi pînă la 6,5—50 m (crește cu mărimea amplitudinii și cu puterea vibratorului). Transportoarele vibrante cu mai multe vibratoare la un singur organ rigid de transport nu au căpătat răspîndire, întrucît este greu de rezolvat problema sincronizării vibratoarelor (cu excepția celor cu electromagnet).

Proprietățile materialului care influențează procesul de transport sînt următoarele : granulația, compoziția granulometrică, umiditatea, grosimea stratului de material. Umiditatea influențează negativ mai ales cînd granulația este mică și în mod deosebit cînd există tendința de colmatare și lipire. Pentru amplitudini pînă la 2 mm cu frecvență de 1250—2500 oscilații/min, și material cu granulație mică, $\beta \leqslant 25°$ pentru materiale uscate și $\beta > 25°$ pentru materiale umede. Pentru amplitudini de 2—4 mm cu frecvențe de 900—1250 oscil/min și amplitudini de 4—7 mm cu frecvențe de 600—900 oscil/min se recomandă ca unghiul $\beta \geqslant 25°$. Pentru creșterea amplitudinii la 7—10 mm cu frecvențe de 400—550 oscil/min crește într-o oarecare măsură consumul specific de energie, în schimb crește viteza de transport față de amplitudinile de 4—7 mm. În acest caz, se recomandă $\beta \leqslant 25°$ pentru materiale în bucăți mari și $\beta > 25°$ pentru materiale cu granulație mică.

Debitul transportoarelor vibrante se calculează cu expresia generală a transportorului continuu :

$$Q = 3600\, A_0 \psi \rho v_{mr} \quad [\text{t/h}],$$

în care : $A_0$ este secțiunea jgheabului, $m^2$ ; $\psi$ — coeficientul de umplere ; $\rho$ — densitatea materialului în vrac, $t/m^3$ ; $v_{mr}$ — viteza medie reală, m/s.

În funcție de granulația materialului ce se transportă, de modul de încărcare pe transportorul vibrant sau de felul utilajului în care se deversează se stabilește lățimea jgheabului și grosimea stratului de material, adică secțiunea $A_0$. Din expresia debitului se determină viteza medie reală, $v_{mr}$, de deplasare a materialului pe jgheab. În scopul



realizării vitezei medii reale determinate anterior se aleg și se calculează parametrii geometrici și cinematici ai transportorului vibrant din expresia vitezei :

$$v_{mr} = (\xi_1 \mp \xi_2 \sin \alpha)\, A\, 2\pi f \cos \beta \sqrt{1 - \frac{1}{k_l}} \quad [\text{m/s}],$$

în care : $\xi_1 = 0{,}9 \ldots 1{,}1$ ; $\xi_2 = 1{,}5 \ldots 2$ pentru minereu de granulație 5—200 mm ; semnul (—) se ia pentru transportoare vibrante înclinate în sus, iar semnul (+) pentru cele înclinate în jos ; $A$ — amplitudinea oscilației, m ; $f$ — frecvența oscilației, Hz ; unghiurile $\alpha$ și $\beta$ au semnificațiile arătate anterior ; $k_l$ — coeficient ce ține seama de condițiile de lucru ale transportorului și de felul vibratorului de acționare și anume : pentru transportoare vibrante acționate cu vibratoare cu excentric $k_l = 1{,}2 \ldots 2$ pentru condiții ușoare de lucru și $k_l = 1{,}5 \ldots 2{,}5$ pentru condiții grele de lucru, iar pentru celelalte feluri de transportoare vibrante $k_l = 1{,}5 \ldots 2{,}3$ respectiv $k_l = 2{,}5 \ldots 3$. Valorile superioare se iau pentru materiale cu densitate mare, uscate.

Amplitudinea $A$ se alege în funcție de vibratorul de acționare, iar din expresia vitezei $v_{mr}$ se determină frecvența $f$.

Utilizarea nomogramei din fig. XXIV.80 simplifică alegerea parametrilor geometrici și cinematici ai transportorului vibrant. Corespunzător valorii vitezei medii reale $v_{mr}$, determinată din expresia debitului, se ridică o perpendiculară ce va intersecta curbele amplitudinii (trasate cu linie întreruptă). Corespunzător amplitudinii alese în funcție de vibratorul de acționare se determină unghiul $\beta$ al vibrației jgheabului. Se continuă ridicarea perpendicularei pînă la curba amplitudinii (trasate cu linii pline) alese și la

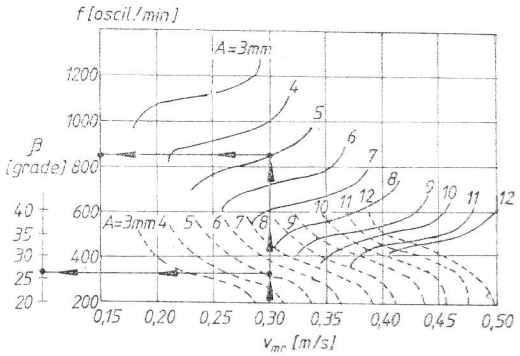



Fig. XXIV.80. Nomograme pentru alegerea parametrilor geometrici și cinematici ai transportoarelor vibrante.

intersecția paralelei cu axa absciselor se determină frecvența oscilațiilor $f$ în oscil/min. Trebuie avut în vedere că viteza medie reală se poate obține pentru diverse amplitudini $A$, în mm, dar pentru acestea sînt necesare și diferite frecvențe ale oscilațiilor $f$, în oscil/min. De aceea amplitudinea $A$ se alege la o valoare, din cele arătate anterior, în funcție de vibratorul de acționare, iar frecvența $f$ la o valoare corespunzătoare din seria de turații ale motoarelor electrice.

Regimurile de lucru ale transportoarelor vibrante, din punct de vedere al frecvenței oscilațiilor la care lucrează, față de frecvența de rezonanță, pot fi : *sub frecvența de rezonanță, în rezonanță* și *peste frecvența de rezonanță.*

Transportoarele din uzinele de preparare acționate cu vibrator inerțial sau cu vibrator cu excentric, cu bielă elastică sau cu lagăre rezemate elastic, care sînt echilibrate dinamic, se recomandă să lucreze în regim de rezonanță sau foarte aproape de rezonanță, iar cele care lucrează în condiții grele în subteran, acționate cu vibrator cu excentric cu bielă rigidă, se recomandă să lucreze într-un regim prerezonant.

# 6. TRANSPORTUL PE CALE FERATĂ ÎN SUBTERAN ȘI ÎN CARIERE

Transportul pe cale ferată reprezintă sistemul de bază folosit pe căile principale de transport la minele de minereuri, unde datorită durității și granulației ridicate a rocilor se înregistrează uzură mare a transportoarelor cu bandă.

La minele de cărbuni, transportul pe cale ferată poate fi luat în analiză economică comparativă cu transportoarele cu bandă numai pentru trasee magistrale, cu lungime peste 2—3 km și cu cît mai puține puncte de încărcare și complet mecanizate.

## 6.1. CALEA FERATĂ MINIERĂ

**Structura și parametrii căii ferate miniere.** Infrastructura căii ferate miniere o formează vatra galeriei, care are o înclinare transversală de 1—2‰ către canalul de scurgere a apei. În același timp galeria are și o declivitate longitudinală, care este și declivitatea liniei și care este de dorit să fie egală cu declivitatea de egală rezistență la mișcare și are valori de 2—3‰ (scade odată cu creșterea capacității vagonetelor). Declivitatea minimă este limitată de asigurarea curgerii apei pe canal în bune condiții, motiv pentru care pe galeriile secundare, declivitatea poate ajunge în mod excepțional la 4‰. Pentru folosirea declivității de egală rezistență (chiar de 2‰) este necesară o bună execuție și cu secțiune suficient de mare a canalelor pentru scurgerea apei, o bună întreținere și curățire a acestora și prevederea de jompuri la anumite intervale pentru colectarea depunerilor.

Adoptarea unor declivități de 4—5‰ conduce la rezistențe la mișcare a trenului plin în pantă foarte mici, sau chiar negative, ceea ce pune în pericol siguranța circulației și manevrelor, conduce la creșterea consumului de energie (se apelează frecvent la frîna de motor) și nu asigură distanța de frînare. Cu excepția galeriilor pentru transportul automat pe pante libere, normele de protecție a muncii limitează declivitatea la maximum 7‰, pentru a elimina posibilitatea deplasării libere a vagonetelor.

Suprastructura căii ferate este formată din balast, traverse, șine și material mărunt de cale (eclise, șuruburi, crampoane, plăci etc.).

Toate căile ferate subterane au balast, excepție putînd face numai liniile secundare și cu durată mică de funcționare, sau cînd vatra se umflă puternic. Balastul este din piatră spartă cu mărimea bucăților de 20—70 mm. Lățimea stratului de balast trebuie să iasă în afara capetelor traverselor din lemn cu cel puțin 10 cm, iar a celor din beton cu cel puțin 15 cm. Grosimea stratului de balast trebuie să asigure o îngropare



a traverselor cu 2/3 din grosimea lor (spațiul liber între talpa șinei și balast trebuie să fie de cel puțin 3 cm), iar sub traverse grosimea stratului de balast să fie de cel puțin 10 cm pentru traverse din lemn și de cel puțin 15 cm pentru traverse din beton armat. În cazul vetrelor slabe, rezistente la o presiune de 50 N/cm² în stare uscată și de 10 N/cm² în stare udă, grosimea stratului de balast sub traverse trebuie să fie de cel puțin 20 cm. Pe liniile secundare, sau cînd vatra se umflă, această grosime este de 5—10 cm. Pe planurile înclinate, cu o înclinare mai mare de 10°, sub fiecare traversă se face un canal, în care traversa se îngroapă cu 2/3 din grosime, iar sub fiecare traversă grosimea stratului de balast nu trebuie să fie mai mică de 5 cm. Canalul în care se așază traversa trebuie să aibă înclinare de circa 0,02 către canalul de curgere a apei. Între canalele în care se așază traversele nu se mai pune balast.

Traversele din lemn se confecționează din lemn de foioase de esență tare (stejar, gorun, girniță, cer, fag și ulm), cu condiții de calitate conform STAS 330/3-80. Aceste traverse sînt de trei tipuri (STAS 3303/1-83): tip A, prelucrate pe patru părți cu muchiile feței ascuțite sau teșite la 45°; tip B, prelucrate pe trei părți (față, talpă și o latură), iar latura cealaltă cu teșitură parțială și curba naturală a bușteanului; tip C, prelucrate pe două părți (talpă și față), iar celelalte părți păstrînd curbura naturală a bușteanului. Lungimea traverselor este de obicei egală cu de două ori ecartamentul și conform STAS 330/3-80 are următoarele valori: 120, 130, 150 și 180 cm. Cînd vatra galeriei se umflă, pe galeriile duble se folosesc uneori traverse duble, comune sub toate cele patru șine. Durata de funcționare a traverselor din lemn este de 2—3 ani, iar cînd se impregnează cu florură de sodiu în proporție de 2—2,5% cu apă (consumul de florură de sodiu este de 4—4,5 kg la 1 m³ de traverse), durata de funcționare crește pînă la 5—10 ani. Distanța între axele traverselor este de 600—700 mm. Distanța între ultimele două traverse de la capetele șinelor este cu 10—15% mai mică, iar între cele de la legătura de joantă, este de 400 mm.

Traversele din beton armat pretensionat (fig. XXIV.81) se folosesc la căile ferate principale și cu durată mare de funcționare. Lungimea lor este de obicei cu 600 mm mai mare decît ecartamentul și au masă de 52—90 kg. Armătura are diametrul de 3 mm și este pretensionată la 1100—1200 N/mm². Se întîlnesc și construcții simple destinate galeriilor secundare și de explorare.

Șinele (tabelul XXIV.18) se laminează din oțel carbon cu rezistență la rupere de min. 490 N/mm² (la înțelegere între părți, șinele de tip 17,65 și 18 se pot executa din oțel carbon cu rezistență la rupere de minim 690 N/mm²). În tendința de a se folosi șine tot mai grele, cu scopul de a se reduce cheltuielile de exploatare a căii și de a mări siguranța transportului, se recomandă ca pe galeriile magistrale pe care se circulă cu viteză peste 2 m/s, iar transportul se face cu material rulant greu (vagonete cu capacitate peste 2 m³ și locomotive cu masă peste 12 t), precum și în rampele puțurilor, să se folosească șine de 33 și chiar 38 kg/m. Șinele sub 18 kg/m se recomandă a se folosi numai pe galerii secundare. Utilizarea cea mai mare o au șinele de 24 kg/m. Uzura maximă admisă a coroanei la șinele de 18 kg/m este de 8 mm, la șinele de 24 kg/m de 12 mm, la cele de 32 kg/m de 16 mm, iar la cele de 38 kg/m de 20 mm.

Legătura între șine și traversele de lemn se face cu crampoane sau tirfoane (fig. XXIV.82 și tabelul XXIV.19). Crampoanele se execută din OL-37 pătrat laminat la cald, sau la cerere din OL-42 pătrat calibrat. Șina se prinde cu două sau trei crampoan (unul exterior și două interioare). În curbe, șina exterioară se prinde cu un crampon interior și două exterioare. Dacă crampoanele se bat în găuri ce au lungimea mai mică cu 20—25 mm decît cea a crampoanelor și diametrul mai mic cu 3—4 mm decît grosimea acestuia, rezistența la smulgere a crampoanelor crește cu 20—30%.

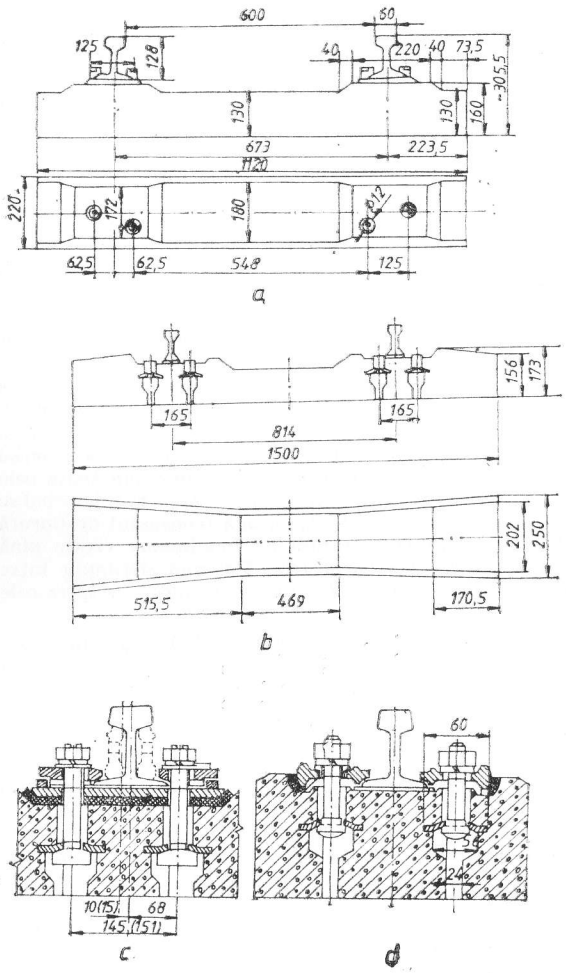



Fig. XXIV.81. Traverse din beton de fabricație sovietică:

*a* — tipul SDN-13A cu dopuri din lemn (înfășurate într-o armătură elicoidală) pentru fixarea șinelor cu crampoane; *b* — tipul SS-72 cu fixarea șinelor cu șuruburi și cleme; *c* — fixarea cu șuruburi și cleme rigide; *d* — fixare cu șuruburi și cleme elastice.

Pe liniile principale, în rampele puțurilor și la suprafață, se recomandă să se folosească tirfoane, care au o rezistență la smulgere de 1,5—2 ori mai mare decît crampoanele. Ele se execută prin ruluire din OL-37 sau la cerere din OL-50 (cînd se tratează termic) și pot fi de tip A, care prind direct marginea șinei, sau de tip *B*, care prind marginea șinei prin intermediul unui clește (agrafe). În subteran se folosesc mai mult tirfoane de tip A.



*Tabelul XXIV.18*

**Dimensiuni și caracteristici principale ale șinelor ușoare de cale ferată** *)

| Tipul șinei | Înălțimea șinei [mm] | Lățimea tălpii [mm] | Lățimea ciupercii [mm] | Grosimea inimii [mm] | Înălțimea de la talpă pînă la axa găurilor [mm] | Diametrul găurilor [mm] | Distanța de la capul șinei la centrul primei găuri [mm] | Distanța între centrele găurilor [mm] | Aria secțiunii transversale [cm²] | Modulul de rezistență la încovoiere pt. fibra inferioară [cm³] | Masa [kg/m] | STAS |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Șină tip 9,3 | 65 | 55 | 29 | 7 | 28,5 | 15 | 50 | 60 | 11,82 | 21,76 | 9,3 | 3015—66 |
| Șină tip 13,75 | 81 | 65 | 37 | 8 | 34 | 17 | 47 | 110 | 17,55 | 35,34 | 13,75 | 3014—66 |
| Șină tip 17,63 | 80 | 73 | 45 | 9 | 34 | 20 | 40 | 140 | 22,45 | 51,3 | 17,63 | 3089—80 |
| Șină tip 18 **) | 90 | 80 | 40 | 10 | 39 | 25 | 46,5 | 100 | 23,07 | 51,0 | 18 | 3089—80 |
| Șină tip 24 | 107 | 92 | 51 | 10,5 | 45,5 | 22 | 46,5 | 90 | 32,7 | 87 | 24 | — |
| Șină tip 33 | 128 | 110 | 60 | 12 | 57 | 25 | 56 | 110 | 42,76 | 156 | 33 | — |

*) Lungimea șinelor 5—12 m din metru în metru.

**) Se fabrică cu acordul producătorului; șinele tip 24 și 33 nu se fabrică în țară.

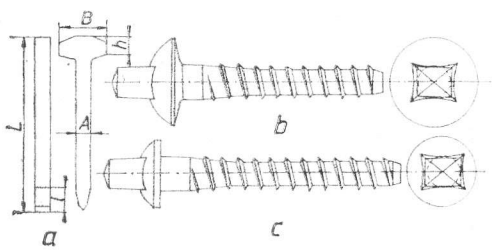



Fig. XXIV.82. Materiale de fixare a șinelor pe traverse:

*a* — crampon; *b* — tirfon de tip A; *c* — tirfon de tip B.

*Tabelul XXIV.19*

**Dimensiunile crampoanelor după fig. XXIV.82**

| Mărimea | *L* [mm] | *A* [mm] | *B* [mm] | *h* [mm] | *l* [mm] | Utilizare |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 100 | 8 | 24 | 11 | 19 | Șină 9,3 |
| 2 | 110 | 10 | 30 | 13 | 22 | Șină 13,75 |
| (3) | 120 | 12 | 36 | 15 | 29 | Șină 15,8 |
| 4 | 140 | 14 | 42 | 17 | 32 | Șină 17,65 și 18 |
| (5) | 160 | 16 | 48 | 18 | 40 | Șină 23,6 |

*Observație*: mărimile din paranteze se vor evita pe cît posibil.

Pe liniile principale, la încrucișări, în rampe și la suprafață, sub talpa șinei se așează plăci de oțel (fig. XXIV.83 și tabelul XXIV.20). Plăcile înclinate cu 1 : 20 asigură o transmitere mai bună a sarcinii de la roți la calea ferată și o stabilitate mai mare a terenului în mișcare.

În cazul traverselor din beton, sub placă sau sub șină se așază o bucată de bandă de cauciuc.

Pentru a înlătura posibilitatea alunecării longitudinale a șinelor, atît pe galerii cît și pe plane înclinate, se folosesc dispozitive de ancorare (fig. XXIV.84), care se montează cîte două la o traversă și în număr de 2—4 perechi la un tronson de șină cînd sînt cu pană, iar cînd sînt elastice pînă la 10 perechi.

Cînd există pericolul să alunece și traversele, atît pe galerii cît mai ales pe plane înclinate, se folosesc opritori din bucăți de șină în vatră, iar între traverse se montează stringători din lemn.

Legăturile de joantă se fac cu eclise (fig. XXIV.85 și tabelul XXIV.21) care sînt: de tip A, ce se montează pe partea interioară a șinei și de tip B, cu găurile alungite, care se montează pe partea exterioară a șinei. În curbe și la încrucișări se pot folosi eclise în zet sau o placă cu margini îndoite ce prinde talpa capetelor șinelor. Diferența de nivel între capetele șinelor nu trebuie să depășească 2 mm la montaj și 3 mm în exploatare, iar distanța între capetele șinelor nu trebuie să depășească 3 mm la montaj și 8 mm în exploatare, la suprafață poate ajunge la 10 mm. Legăturile de joantă ale celor două șine paralele trebuie să se afle pe o linie perpendiculară pe axa căii ferate. Sudarea capetelor șinelor între ele se recomandă pentru linii magistrale și cu durată de funcționare mai mare de 5 ani (mai ales cînd tracțiunea se face cu



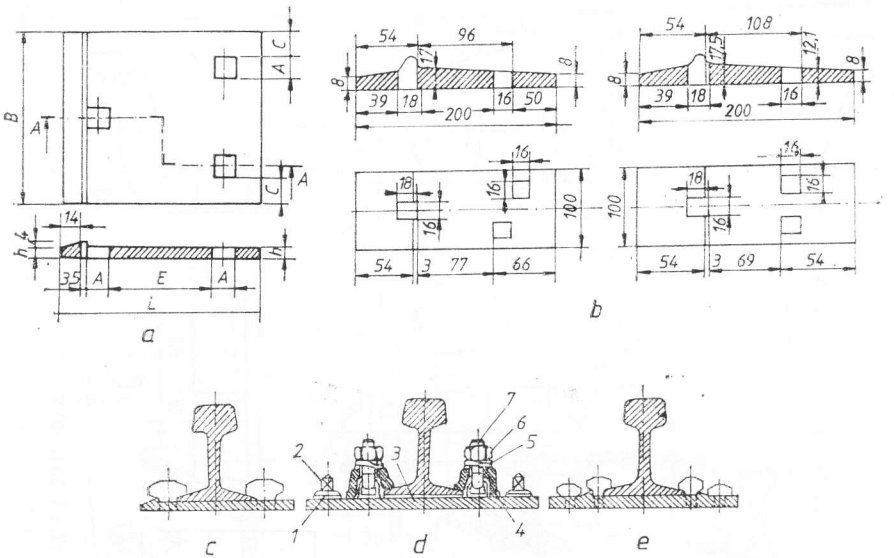



Fig. XXIV.83. Plăci și legături intermediare cu plăci pe traverse din lemn:

*a* — placă conform STAS 3016-80; *b* — plăci înclinate pentru șine de 18 și 24 kg/m; *c* — legătură comună; *d* — legătură independentă pentru linii magistrale (*1* — placă; *2* — tirfoane; *3* — plăcuță; *4* — cleme; *5* — inel arc; *6* — piuliță; *7* — șurub SI); *e* — legătură combinată.

*Tabelul XXIV.20*

**Dimensiunile plăcilor conform STAS 3016-80**

| Tipul plăcii *) | Dimensiuni conform fig. XXIV.83, *a* [mm] | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | *L* | *B* | *H* | *A* | *C* | *E* |
| Placă 9,3 | 110 | 103 | 5 | 10 | 14 | 55 |
| Placă 13,75 | 130 | 124 | 7 | 14 | 18 | 65 |
| Placă 17,65 | 140 | 125 | 8 | 16 | 18 | 73 |
| Placă 18 | 147 | 125 | 8 | 16 | 18 | 80 |

*) Numărul indică tipul șinei

locomotive electrice). Lungimea maximă a tronsoanelor de șine sudate este de 100 m pentru șine pînă la 33 kg/m, de 600 m pentru șine de 33—38 kg/m și de 40 m în zonele curbe.

Cînd tracțiunea se face cu locomotive electrice cu troleu, șinele trebuie legate electric astfel încît tensiunea lor față de pămînt să nu fie mai mare de 15 V. În

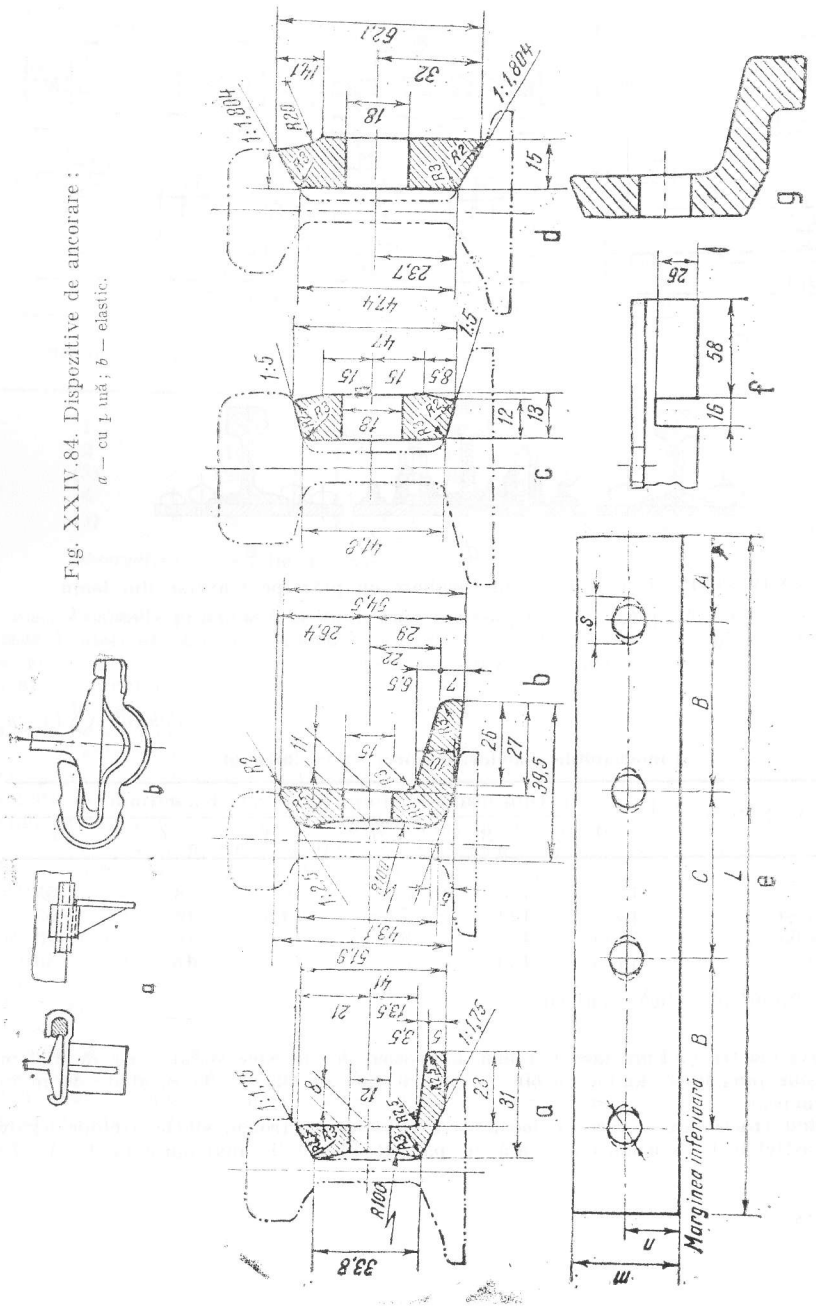



Fig. XXIV.84. Dispozitive de ancorare :
*a* — cu ţ ună ; *b* — elastic.

Fig. XXIV.85. Eclise conform STAS 3016-80 :
*a* — eclisă 9,3 ; *b* — eclisă 13,75 ; *c* — eclisă 17,65 ; *d* — eclisă18 ; *e* — dimensiuni principale ale eclisei ; *f* — vedere de sus a capului eclisei 13,75 ; *g* — eclisă în zet nestandardizată.



*Tabelul XXIV.21*

**Dimensiunile principale ale ecliselor conform fig. XXIV.85**

| Tipul eclisei *) | Dimensiuni principale [mm] | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | *L* | *A* | *B* | *C* | *m* | *n* | *d*-eclisă A | *s*-eclisă B |
| Eclisă 9,3 | 290 | 26,5 | 66 | 105 | 41 | 22 | 12 | 16 |
| Eclisă 13,75 | 508 | 95 | 110 | 98 | 54,5 | 29 | 15 | 19 |
| Eclisă 17,65 | 465 | 50 | 140 | 85 | 47 | 23,5 | 18 | 24 |
| Eclisă 18 | 398 | 50 | 100 | 98 | 62,1 | 32 | 18 | 24 |

*) Numărul indică tipul şinei.

acest scop, în afară de legarea corespunzătoare la pământ, este necesar să se folosească legături electrice speciale între capetele şinelor (fig. XXIV.86). De asemenea, este necesar ca la distanţe de maximum 100 m să se facă legături electrice, între şinele aceleiaşi căi sau ale căilor paralele, prin punţi duble sudate, din benzi de oţel.

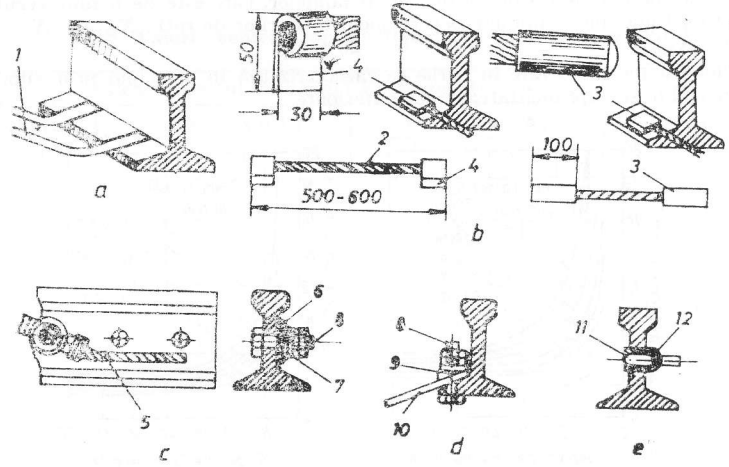



Fig. XXIV.86. Legături electrice ale capetelor şinelor :
*a* — legătură cu conductoare din oţel rotund sudate ; *b* — legături sudate cu conductor flexibil din oţel sau cupru ce are capetele introduse în bucşe presate ; *c* — legătură cu şurub şi piuliţă şi cu conductor flexibil din cupru ; *d* — legătură cu şurub şi piuliţă şi cu platbandă din oţel sau conductor flexibil din cupru ; *e* — legarea conductorului cu strîngător de forma unui glonte ; *1* — conductoare din oţel rotund ; *2* — conductor flexibil din oţel sau cupru ; *3* — bucşă de presare din ţeavă ; *4* — colier din platbandă de oţel ; *5* — conductor flexibil din cupru ; *6* — şaibă cu zimţi ; *7* — şaibă elastică ; *8* — şurub M12 sau M16 ; *9* — şaibă înclinată ; *10* — conductor flexibil cu platbandă din oţel ; *11* — strîngător-glonte ; *12* — piesă de cap sau conductor.

Între șinele căilor pe care se utilizează tracțiunea cu locomotive electrice cu troleu și șinele căilor pe care nu se utilizează acest mijloc de tracțiune, legătura la joante trebuie să fie neconducătoare electric, folosind eclise din lemn sau alt material izolant. Izolarea se face dublă, respectiv prin două legături de joantă de izolare, între care distanța trebuie să fie mai mare decît lungimea unui tren.

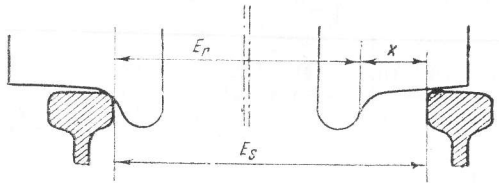



Fig. XXIV.87. Ecartamentul liniei ferate ($E_s$) și al trenului de roți ($E_r$).

Ecartamentele standardizate sînt de 600, 750 și 900 mm. Ecartamentul trenului de roți este mai mic decît ecartamentul șinelor cu mărimea $X$ (fig. XXIV.87), care este de 10 mm cînd trenurile de roți sînt noi. Ținînd seama de toleranțele maxime admisibile ale lui $E_s$, care sînt de $-2$ și $+4$ mm (în timpul exploatării ajunge pînă la $+10$ mm), de toleranțele de execuție la uzină ale lui $E_r$, care sînt de $\pm 2$ mm, și de uzura maximă admisibilă a buzelor bandajelor, care este de 6 mm, rezultă următoarele valori maxime și minime pentru jocul trenurilor de roți: $X_{min} = X - 2 - 2 = 6$ mm; $X_{max} = X + 2 + 4 + 2 \times 6 = 28$ mm.

**Construcția căii ferate în curbe** se caracterizează în principal prin supralărgirea ecartamentului și suprainălțarea șinei exterioare.

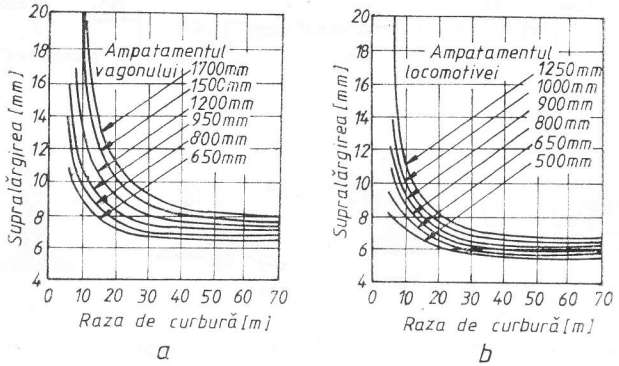



Fig. XXIV.88. Grafice pentru stabilirea supralărgirii căii ferate în curbe:

*a* — pentru vagonete; *b* — pentru locomotive.

Supralărgirea, care se realizează prin deplasarea șinei interioare, se stabilește pe baza curbelor din fig. XXIV.88 (valorile mai frecvent întîlnite sînt între 10 și 20 mm). Lărgirea se începe pe porțiunea dreaptă a liniei, în așa fel încît ea să fie realizată o dată cu intrarea în curbă, iar lărgimea zonei de trecere este egală cu 100—300 ori supralărgirea.



Suprainălțarea șinei exterioare prin creșterea grosimii stratului de balast se alege în așa fel încît rezultanta forței gravitaționale și a forței transversale (forța centrifugă și componentele forței de tracțiune sau de împingere) să fie perpendiculară pe planul liniei ferate. Pentru cazul deplasării libere a vagonetelor, suprainălțarea șinei exterioare $\Delta h$ se poate calcula cu expresia:

$$\Delta h = 100 \frac{v^2 E_s}{R} \quad [\text{mm}],$$

unde: $v$ este viteza vagonetului, m/s; $R$ — raza de curbură, m; $E_s$ — ecartamentul șinelor, m.

În tabelul XXIV. 22 sînt prezentate suprainălțările ce se recomandă pentru cazul tracțiunii cu locomotive. Suprainălțarea șinei exterioare se realizează înainte de a intra în curbă, pe o lungime de trecere treptată egală cu 100—300 ori suprainălțarea. Cînd din calcul rezultă suprainălțări mai mici de 5 mm acestea nu se execută;

*Tabelul XXIV.22*

**Valori pentru suprainălțarea șinei exterioare [mm]**

| Raza de curbură [m] | Ecartamentul 600 mm | | | | Ecartamentul 750 mm | | | | Ecartamentul 900 mm | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Viteza [km/h] | | | | Viteza [km/h] | | | | Viteza [km/h] | | | |
| | 3 | 5 | 10 | 15 | 3 | 5 | 10 | 15 | 3 | 5 | 10 | 15 |
| 8 | 10 | 15 | — | — | 10 | 20 | — | — | 15 | 25 | — | — |
| 10 | — | 10 | 50 | — | 10 | 15 | 60 | — | — | 20 | 70 | — |
| 12 | — | 10 | 40 | — | — | 15 | 50 | — | — | 15 | 60 | — |
| 14 | — | 10 | 35 | — | — | 15 | 45 | — | | 15 | 50 | |
| 16 | — | 10 | 30 | — | — | 10 | 35 | — | — | 15 | 45 | — |
| 18 | — | 10 | 25 | — | — | 10 | 30 | — | — | 15 | 40 | — |
| 20 | — | — | 25 | — | — | 10 | 30 | — | — | 15 | 35 | |
| 25 | — | — | 20 | 45 | — | — | 25 | 55 | — | 15 | 30 | 65 |
| 30 | — | | 15 | 35 | — | — | 20 | 45 | — | — | 25 | 55 |

suprainălțările nu depășesc 40 mm în cazul ecartamentului de 600 mm și 55 mm în cazul ecartamentului de 750 mm.

Deoarece șina exterioară este supusă puternic la răsturnare, aceasta poate avea suporți de sprijin exteriori la intervale de 2—3 m, dar mai ales la capetele șinelor, iar pentru asigurarea menținerii ecartamentului și pentru ca forța transversală să fie preluată de ambele șine, se recomandă ca acestea să se lege între ele la intervale de 1,5—3 m (fig. XXIV.89). În cazul razelor de curbură mici, sub 12 m, șina interioară trebuie să aibă contrașină. De asemenea, contrașina se montează la ambele șine cînd nici una dintre acestea nu este suprainălțată. Contrașinele sînt mai înalte decît șinele cu 15—30 mm, iar distanța între șină și contrașină este de 45—75 mm și crește odată cu micșorarea razei de curbură.

Pentru vagonetele individuale, raza minimă de curbură poate fi de 2,2—2,5 or ampatamentul. În cazul tracțiunii cu locomotive, raza de curbură trebuie să fie egală cu de cel puțin 7 ori ampatamentul locomotivei, cînd viteza este mai mică de 1,5 m/s și de cel puțin 10 ori ampatamentul locomotivei, cînd viteza este mai mare pe 1,5 m/s. Cînd unghiul de deviere este mai mare de 90°, raza de curbură trebuie să fie întotdeauna de cel puțin 10 ori ampatamentul. În noile proiecte este de dorit ca raza de curbură să nu fie mai mică de 12 m, cînd ecartamentul este de 600 mm, de 16 m, cînd ecartamentul este de 750 mm și de 20 m, cînd ecartamentul este de 900 mm.

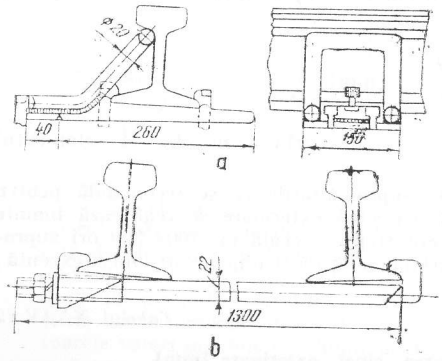



Fig. XXIV.89. Dispozitive pentru creșterea stabilității șinelor în curbe:
*a* — suport de sprijin exterior; *b* — legătură între șine.

La intrare în curbă nu trebuie să fie legătură de joantă. Pentru ca legăturile de joantă să fie pe aceeași linie transversală în curbe, șinele interioare au lungime mai mică decît cele exterioare și se calculează cu expresia:

$$l_i = l_e \frac{2R - E - 2\Delta E}{2R + E} \quad [\text{m}],$$

în care: $l_i$ este lungimea șinei interioare scurtate, m; $l_e$ — lungimea șinei exterioare (lungimea normală a șinei), m; $R$ — raza curburii liniei (la axul liniei), m; $E$ — ecartamentul, m; $\Delta E$ — suprălărgirea ecartamentului în curbă, m.

Îndeosebi pe liniile principale, pe care se circulă cu viteză mare, pentru a atenua loviturile date de apariția bruscă a forței centrifuge la intrarea în curbe, se recomandă ca trecerea de la aliniament la zona curbă să se facă o racordare parabolică cu rază variabilă.

Lățimea suprafeței de gabarit în care se înscrie materialul rulant crește în curbe cu $\Delta_1$ spre exterior și cu $\Delta_2$ spre interior (fig. XXIV.90). De aceste creșteri ale gabaritului, ce pot fi stabilite grafic sau analitic, trebuie ținut seama la trasarea axei căii ferate, în așa fel încît să se realizeze spațiile laterale libere pînă la pereții galeriei, conform normelor de protecție a muncii. Valorile lui $\Delta_1$ și $\Delta_2$ se pot stabili cu suficientă precizie, folosind expresiile:

$$\Delta_1 = \frac{L^2}{8(R + 0{,}5B)} - \frac{S_v^2}{8R} \quad \text{și} \quad \Delta_2 = \frac{S_v^2}{8R}$$

în care: $L$ este lungimea cutiei; $B$ — lățimea cutiei; $S_v$ — ampatamentul; $R$ — raza de curbură.



De creșterea lățimii suprafeței în care se înscrie materialul rulant în curbe trebuie ținut seama și la creșterea $\Delta S$ a distanței dintre două linii, în scopul asigurării spațiului liber de minimum 200 mm între materialul rulant de pe cele două linii, ce se calculează cu expresia $\Delta S = \Delta_{1i} + \Delta_{2e}$, în care $\Delta_{1i}$ este creșterea exterioară a lățmii suprafeței de înscriere pentru linia interioară; $\Delta_{2e}$ — este creșterea interioară a lățimii suprafeței de înscriere pentru linia exterioară. Relațiile dintre razele de curbură $R_1$ și $R_2$ ale liniilor exterioară și interioară este dată de expresia: $R_2 = R_1 + S + \Delta S$, în care $S$ este distanța între axele celor două linii ferate drepte.

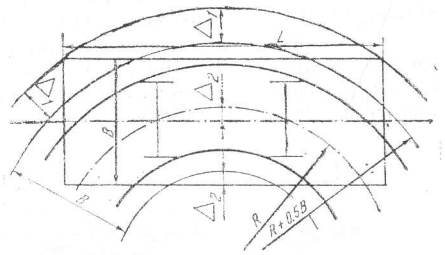



Fig. XXIV.90. Schema stabilirii creșterilor gabaritului în curbe.

**Racordarea căilor ferate orizontale cu cele înclinate** în punctele de trecere de la lucrările miniere orizontale la cele înclinate se face la baza planului înclinat cu rază de 20 și 30 m, iar la partea superioară a planului înclinat de 10—15 m. În zona curburii șinelor nu trebuie să se afle legătură de joantă.

**Legătura între liniile ferate** se face cu *dispozitive de trecere*. Cînd vagonetele cu capacitate mică trec cîte unul, decuplate, în puncte secundare sau provizorii, cu intensitate redusă de circulație, cînd spațiul nu permite ca linia să aibă curbură în frontul de lucru etc., legătura între linii se poate face cu *plăci fixe*, *plăci turnante* sau *platforme transversale cu role* (fig. XXIV.91), pe care manevra se face manual.

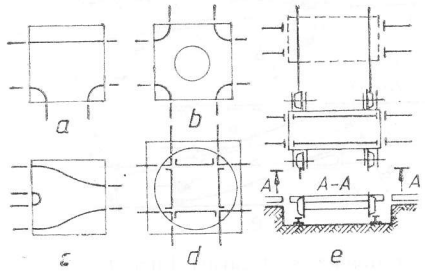



Fig. XXIV.91. Dispozitive de legătură între liniile ferate pentru trecerea vagonetelor cîte unul:
*a-c* — plăci fixe; *d* — placă turnantă; *e* — platformă pe role.

*Platformele transversale* se folosesc îndeosebi în fața coliviilor și pot fi tractate cu cabluri cu viteză de cca. 0,4 m/s. Aceste platforme au frîne de cale ce se aplică în fața roților pentru oprirea vagonetului. Ecartamentul de rulare al platformei este de 1600—1900 mm, iar distanța dintre osiile platformei este de 1500—1700 mm. Construcția trebuie să aibă un ghidaj între șine pentru organul de lucru al împingătorului care introduce vagonetul în colivie.

Cînd intensitatea de circulaţie este mai mare şi mai ales cînd vagonetele trec de pe o linie pe alta cuplate între ele, legătura între linii se face întotdeauna cu *schimbătoare de cale cu macaz*, care pot fi *cu un ac* sau *cu două ace*.

*Schimbătoarele de cale cu macaz cu un ac* se folosesc numai în cazul transporturilor secundare cu vagonete uşoare, manevrate manual. *Schimbătoarele de cale cu macaz cu două ace cu articulaţii* (fig. XXIV.92) sînt schimbătoare simple cu deviaţie dreapta, stînga, simetrice sau asimetrice, conform STAS 7481-80.

Exemplu de notare a unui schimbător de cale este: S 18—600—20—1 : 4 Dr, ceea ce înseamnă schimbător simplu cu şină de 18 kg/m, pentru ecartament de 600 mm, cu rază de curbură de racordare de 20 m, cu tangenta unghiului de deviere (marca macazului) de 1 : 4 şi cu deviaţie dreapta. Pentru tracţiunea cu locomotive se folosesc

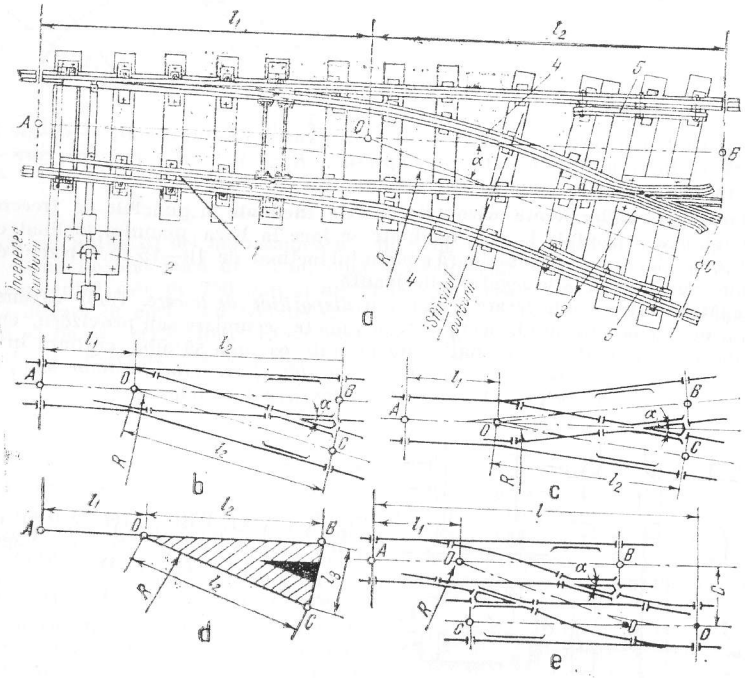



Fig. XXIV.92. Schimbătoare de cale cu macaz şi legături între linii:
*a* — elementele componente principale ale unui schimbător de cale; *b* — schema unui schimbător de cale simplu dreapta; *c* — schema unui schimbător de cale simetric; *d* — schema geometrică a unui schimbător de cale; *e* — legătură diagonală simplă între două linii paralele; *1* — ansamblu macaz; *2* — aparat manevră; *3* — inimă; *4* — şine de racordare; *5* — contraşine; *R* — rază de curbură; *A*, *B*, *C* — primele legături de joantă cu liniile între care se face legătura; *O* — punctul geometric al schimbătorului; $l_1$, $l_2$ — distanţele de la punctul geometric al schimbătorului la primele legături de joantă (punctele *A*, *B* şi *C*); $l_3$ — distanţa între punctele *B* şi *C*.



*schimbătoare care au marca* $M = \operatorname{tg}\alpha$ de $\frac{1}{4} \ldots \frac{1}{5}$, iar în cazuri excepţionale de $\frac{1}{2} \ldots \frac{1}{3}$.

Poziţia de montare a schimbătorului de cale se stabileşte pe baza schemei geometrice a acestuia.

Legătura între două linii paralele se poate realiza printr-o *diagonală*, care are două schimbătoare simple (fig. XXIV.92), sau printr-o *bretea* (două diagonale încrucişate) care are patru schimbătoare simple. Lungimea totală $l$ a unui astfel de dispozitiv depinde de caracteristicile schimbătoarelor şi de distanţa $e$ dintre axa celor două linii. În subteran se recomandă a se evita folosirea bretelelor, întrucît au construcţie complicată şi se uzează repede.

*Inima schimbătoarelor de cale* poate fi din elemente demontabile (fig. XXIV.93), dar poate fi şi turnată din oţel austenitic manganos sau sudată, cînd vîrful se execută din şine sau turnat din oţel austenitic manganos. Inima sau vîrful pot fi supuse la un tratament termic general sau superficial.

*Macazul* reprezintă o parte a schimbătorului de cale şi este compus din următoarele părţi principale: *ace*, *contraace*, *articulaţiile acelor*, *bara de conexiune* care leagă cele două ace între ele şi *bara de tracţiune* care leagă bara de conexiune cu

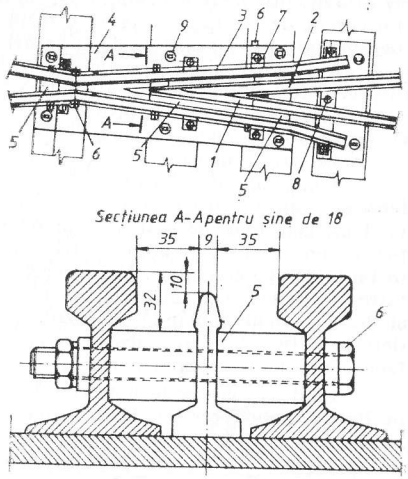



Fig. XXIV.93. Inimă de elemente demontabile conform STAS 7481-80:
*1* — vîrful lung; *2* — vîrful scurt; *3* — aripă; *4* — placă suport; *5* — pene; *6* — şuruburi M16; *7* — cleşte simplu; *8* — cleşte dublu; *9* — tirfoane.

aparatul de manevră. Acţionarea macazurilor se face cu *aparate de manevră*, care pot fi *manuale*, *cu arc* sau *mecanice*. Acţionarea trebuie să asigure o forţă de împingere de 600—1200 N şi una de apăsare a acelor pe contraace de cel puţin 250—500 N (creşte odată cu masa liniară a şinelor).

La macazurile cu arc, acele sînt ţinute apăsate permanent pe contraace, într-o singură poziţie, cu ajutorul unui arc şi se folosesc cînd materialul rulant este dirijat numai pe una din liniile ce se bifurcă.

*Acționările mecanice* folosite pot fi *pneumatice* sau *electrice*. Acționarea cu ajutorul unui cilindru pneumatic se recomandă a se folosi îndeosebi în punctele de circulație intensă, unde au loc frecvente schimbări de macaze. Cilindrul pneumatic poate fi amplasat perpendicular pe linia ferată, cînd tija pistonului se leagă la bara de tracțiune a acelor, sau se pot amplasa paralel cu linia ferată (lateral sau între șine pe axa liniei), cînd legătura între tija pistonului și bara de tracțiune sau cea de conexiune se face prin intermediul unei pîrghii în unghi la 90° cu articulație fixă.

*Acționările electrice* se recomandă în locurile în care nu există rețea de aer comprimat sau în locurile îndepărtate, unde nu este necesară o frecventă schimbare a macazului. Ele pot fi: *electrohidraulice*, *electromecanice* și *electromagnetice*.

În cazul acționărilor electrohidraulice, macazul este schimbat de un cilindru hidraulic, analog folosirii cilindrilor pneumatici. Cilindrul hidraulic este alimentat de la o pompă individuală cu motor. Motorul, pompa și cilindrul hidraulic pot forma o construcție unitară monobloc.

Acționările electromecanice constau dintr-un motor electric de cca. 0,75 kW (ce poate fi alimentat de la rețeaua de tracțiune) și o transmisie mecanică ce transformă mișcarea de rotație în mișcare liniară. În funcție de felul mecanismului ce transformă mișcarea de rotație în mișcare liniară, ele pot fi *cu bielă-manivelă* sau *cu tijă filetată* pe care este montat rotorul.

Acționarea electromagnetică are construcție mai simplă decît acționările electrohidraulice și electromecanice. Întreaga construcție a electromagnetului de acționare se află în cutie metalică sudată, iar bobinele, alimentate la o tensiune de 170—250 V și un curent de 7—12 A, asigură o forță de acționare de 200—600 N. Menținerea forței de apăsare se realizează de două arcuri fixatoare de poziție.

Acționările mecanice ale macazurilor pot fi comandate de la distanță (de către dispecer sau automat de un calculator), sau din locomotivă de către mecanic.

Comanda de către dispecer se recomandă a se face numai pentru macazurile ce nu se află la distanță mare de cabina dispecerului și care sînt în puncte principale de transport. Comenzile de la distanță sînt de obicei electrice.

Comenzile din locomotivă sînt de mai multe feluri și depind în principal de felul acționării macazului și a locomotivei. În cazul locomotivelor electrice cu troleu cu bară colectoare este foarte comod a se folosi două relee aeriene de contact (unul pentru poziția plus și unul pentru poziția minus a macazului), montate la o anumită distanță unul de celălalt. Bara colectorului aerian al locomotivei face automat legătura între firul rețelei de tracțiune și releul aerian de comandă (care este o bucată de fir aerian) și deci automat comandă macazul. În dreptul releului aerian al poziției unde nu se dorește să fie schimbat macazul se coboară colectorul aerian al locomotivei pentru a nu face contact cu rețeaua aeriană.

Cînd se folosesc locomotive electrice (cu contact sau cu baterii), se poate monta pe linie o bobină ermetic închisă în care se induce un curent de comandă de la o altă bobină montată la partea inferioară a locomotivei. Prin comanda alimentării bobinei de pe locomotivă se comandă și macazul.

În cazul acționării pneumatice, distribuitorul poate fi amplasat la tavanul galeriei și este acționat manual prin intermediul a două lanțuri suspendate, sau poate fi montat pe peretele galeriei, așa încît mașinistul să poată acționa asupra manetei în timpul mersului. Distribuitorul poate fi cu poziție reținută sau cu poziție nereținută, cînd forța de apăsare se realizează cu un fixator de poziție cu arcuri.

În punctele importante și mai ales cînd comanda macazurilor se face de la distanță, trebuie prevăzute *semafoare* care se schimbă odată cu schimbarea corectă a macazului. Lămpile de semnalizare a poziției macazului de pe tabloul de comandă al



dispeceratului trebuie să se aprindă numai dacă macazul s-a schimbat corect, fără să fi rămas într-o poziție intermediară.

**Încrucișările de linii** se fac prin traversări. Traversările diagonale simple nu trebuie să aibă unghi mai mic de 25—30°. Traversările diagonale cu joncțiune permit nu numai circulația directă pe liniile care se întretaie, cît și trecerea de pe o linie pe cealaltă. Ele pot fi cu unică sau cu dublă joncțiune. În subteran se folosesc pe scară redusă traversările cu joncțiune.

**Montarea căii ferate** începe după ce topografii au marcat axa căii ferate prin țăruși bătuți la intervale de 10—15 m, au verificat profilul longitudinal al galeriei și au însemnat pe peretele galeriei (cu un metru mai sus) nivelul la care trebuie să se afle coroana șinelor. Dacă este cazul, se corectează vatra. După ce se așază traversele, care trebuie să aibă capetele dinspre partea de circulație pe aceeași linie, se montează complet firul de șine de pe o parte de circulație și apoi de pe cealaltă parte, respectîndu-se ecartamentul. La așezarea șinelor se introduce între capetele acestora o scîndură cu grosimea de 3—4 mm. Se aduce primul rînd de balast care se introduce sub traverse, mai mult în zona șinelor, urmărindu-se realizarea declivității liniei, după care se toarnă și restul balastului. Un tronson de linie ferată trebuie să aibă nivelul coroanelor șinelor în același plan; se admit abateri datorită răsucirii tronsonului, de maximum 4 mm. La montare, abaterile maxime admise de la ecartamentul nominal de — 2 și + 4 mm. Cînd șinele se așază pe plăci înclinate către interior, înainte de intrarea în schimbătoarele de cale, cu 10—15 m, încep să se aducă treptat șinele în poziție normală (verticală).

Se menționează că, odată cu creșterea greutății șinelor, alături de marile avantaje are loc și creșterea rigidității căii ferate, mai ales cînd traversele sînt din beton. Aceasta face să crească solicitările dinamice în materialul rulant și în linia ferată la trecerea peste legăturile de joantă sau alte denivelări ale liniei. Pentru acest motiv, liniile de acest fel trebuie montate cît mai corect.

După montarea schimbătoarelor de cale se urmărește funcționarea lor în timpul trecerii a cel puțin 10 trenuri, cu o viteză de maximum 5 km/h, apoi se face o verificare generală a schimbătorului de cale și se strîng din nou toate șuruburile.

Pentru așezarea și controlul liniei se folosesc diferite dispozitive, cum sînt: *distanțierul-șablon* pentru verificarea ecartamentului și supralărgirilor curbe; *cumpăna cu nivelă cu bulă* sau *cu fir cu plumb* pentru verificarea declivității; *rigla cu trepte* și *cu nivelă cu bulă* pentru verificarea suprainălțării șinei exterioare.

În U.R.S.S. se folosesc trenuri agregat tip PP 600 și PP 900, care asigură mecanizarea în proporție de 80% a operațiilor de montare, reparare și întreținere a căii ferate. În fig. XXIV.94 este prezentat un astfel de tren, care este compus din vagonul

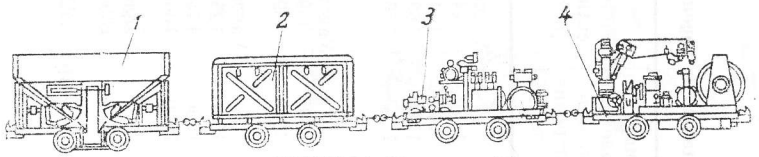



Fig. XXIV.94. Tren-agregat.

pentru balastare *1*, vagonul cu scule (presă hidraulică pentru curbarea șinelor, agregat pentru îndreptarea liniei, mașină pentru înșurubat, mașină de găurit șine, bătător extractor hidraulic de crampoane, clește hidraulic de tăiat bolțuri, polizor pentru șine, mașină de tăiat șine, arborele flexibil și furtunuri hidraulice) *2*. Bătătorul, mașina de tăiat

*Tabelul XXIV.23*

**Caracteristicile vagonetelor de mină de fabricație românească la U.M.R. Crișcior**

| Tipul vagonetului | Capacitatea cutiei [m³] | Lungi a vagonetului după tampoane [mm] | Lungimea cutiei [mm] | Lățimea vagonetului [mm] | Înălțimea de la coroana șinei [mm] | Ampatamentul [mm] | Diametrul roților [mm] | Ecartamentul [mm] | Masa netă [kg] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | Vagonete de mină cu cutie fixă | | | | | |
| VF-0,6 | 0,6 | 1330 | 1245 | 794 | 1100 | 450 | 350 ; 375 | 570 ; 600 ; 630 | 390 |
| VF-0,75/00A | 0,75 | 1530 | 1445 | 794 | 1100 | 450 | 350 ; 375 | 570 ; 600 ; 630 | 390 |
| VF-1,00 | 1,00 | 1710 | 1634 | 809 | 1215 | 475 | 350 ; 375 | 600 ; 630 | 550 |
| VF-1D-00 | 1,00 | 1700 | 1564 | 810 | 1222 ; 1235 | 476 | 350 ; 375 | 600 ; 630 ; 750 ; 760 | 638 |
| | | | | Vagonete de mină autodescărcătoare (cu perete rabatabil) | | | | | |
| VA-00-00 | 3,00 | 3598 | 3094 | 1100 | 1400 | 1400 | 350 | 750 | 2840 |
| VA-1235-00 | 3,00 | 3600 | 3094 | 1100 | 1400 | 1400 | 350 | 600 ; 750 | 2360 |
| | | | | Vagonete de mină cu cutie basculantă lateral | | | | | |
| VBL-0,6 B-0 | 0,6 | 1060 | 1250 | 744 | 1155 | 450 | 350 ; 375 | 570 ; 600 ; 630 ; 750 ; 760 | 390 |
| VBL-1B-00 | 1,00 | 1900 | 1469 | 808 | 1250 | 550 | 350 ; 375 | 570 ; 600 ; 630 ; 750 ; 760 | 680 |
| VBL-1-00 | 1,00 | 1900 | 1600 | 801 | 1250 | 550 | 350 | 500 ; 560 ; 570 ; 600 ; 630 | 560 |
| | | | | Vagonet de mină cu cutie basculantă frontal *) | | | | | |
| VBU | 0,36 | 1525 | 1300 | 700 | 1100 | 450 | 325 | 500—760 | 330 |

*) Aceste vagonete sînt de tip VBU, cînd au cutia montată pe o placă turnantă, sau de tip VBF, cînd nu au placă turnantă.



șine, polizorul de șine și mașina de înșurubat sînt acționate prin intermediul arborelui flexibil de la o stație electrică de acționare. Alimentarea sculelor manuale, a agregatului de ridicat și de îndreptat linia și a macaralei de încărcat și descărcat materiale se asigură de la mașina de cale. Această mașină constă din două platforme, *3* și *4*.

## 6.2. VAGONETE ȘI TRENURI SECȚIONARE MINIERE

**Vagonetele de mină** pot fi: cu *cutie fixă*, cu *cutie autodescărcătoare* (prin peretele lateral sau pe la fund) și cu *cutie basculantă* (tabelul XXIV.23).

*Vagonetele cu cutie fixă* (fig. XXIV.95) au capacitate pînă la 10 m³ și sînt cel mai larg utilizate. Singurul lor dezavantaj este că se descarcă prin culbutare. Cînd au capacitate mare au fundul drept (cu muchii rotunjite). Vagonetele destinate minereurilor cu capacitate mai mare de 5—6 m³ au boghiuri.

*Vagonetele cu cutie autodescărcătoare prin peretele lateral* (fig. XXIV.96) au capacitate peste 1,5 m³. Aceste vagonete se descarcă din mers (cu viteză de maximum 1,5 m/s) și sînt folosite la minele de minereuri, cînd rămîn tot timpul la același orizont (fără să fie ridicate sau coborîte de la un orizont la altul), iar garniturile nu se dezmembrează.

*Vagonetele cu cutie autodescărcătoare pe la fund* (fig. XXIV.97) se descarcă în mers nedecuplate și au capacitate mare.

Vagonetele tip VDK de fabricație sovietică au capacitate de 1,5 și 2,5 m³ și au fundul format din două capace longitudinale prevăzute cu un sistem de zăvorîre ce se deschide și se închide la trecerea unor role laterale peste ghidaje. Aceste vagonete sînt recomandate pentru cărbune, întrucît construcția sensibilă a fundului nu permite încărcarea rocilor grele și în bulgări mari.

Vagonetele tip OK ale firmei ACEA (suedeză) au capacitate de 3—10 m³ și constau din două părți principale. Partea superioară o formează cutia fără fund, care are sudate pe părțile laterale două borduri longitudinale prin intermediul cărora se



Fig. XXIV.95. Vagonet cu cutie fixă de 1 m³, tip VF-1,00.

reazemă pe role fixe la trecerea prin punctul de descărcare. Partea inferioară o formează șasiul (cu trenurile de roți), care este acoperit cu o placă de oțel cu grosimea de 25 mm. Placa este articulată pe o parte la cutie și are o rolă care, prin deplasare pe un ghidaj deschide fundul vagonetului. Uneori, pentru a amortiza loviturile în timpul încărcării și a reduce uzura, fundul vagonetului este acoperit cu o placă de cauciuc cu grosime de 100 mm. Aceste vagonete se utilizează la minele de minereuri cu producții mari.

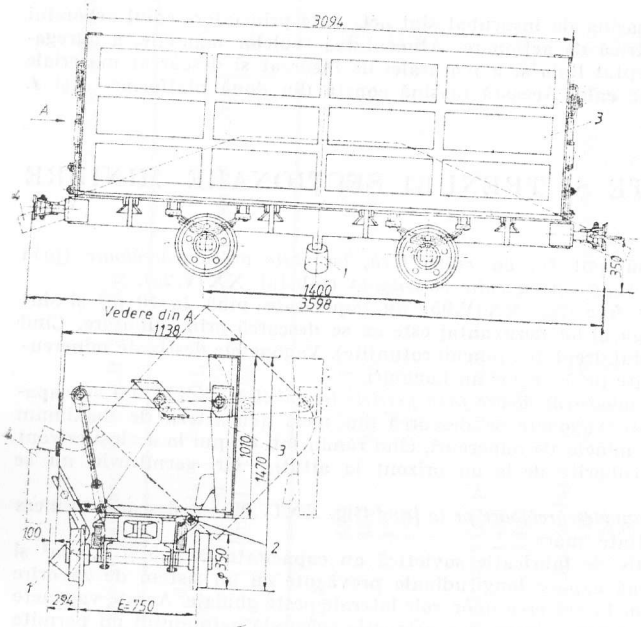



Fig. XXIV.96. Vagonet autodescărcător cu un perete rabatabil tip VA-00-00, care are încărcătură maximă de 85 kN și rază minimă de înscriere în convoi de 20 m:

*1* — rolă de ghidare; *2* — articulație; *3* — perete rabatabil; *4* — ghidaj.

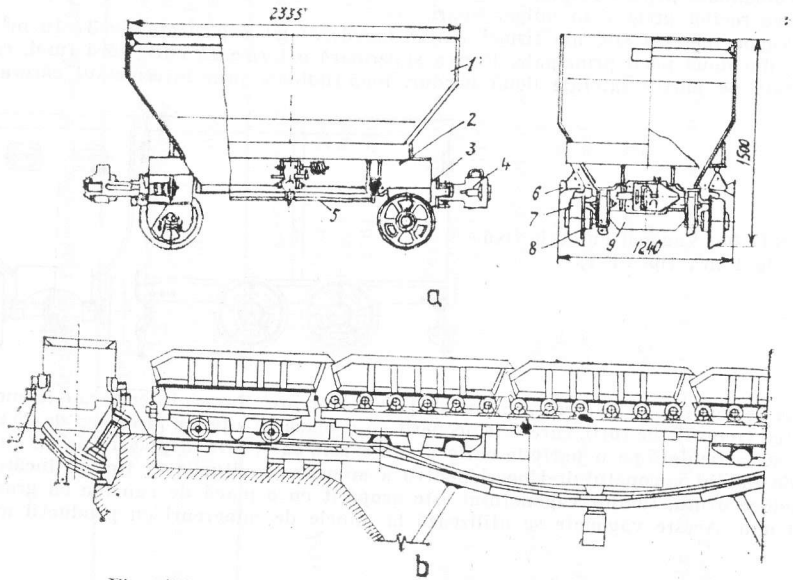



Fig. XXIV.97. Vagonete cu descărcare pe la fund:

*a* — tipul VDK de fabricație sovietică; *b* — tipul OK de fabricație suedeză.



*Vagonetele cu cutie basculantă* (fig. XXIV.98) pot fi *cu basculare laterală* sau *cu basculare frontală*. Cele cu basculare laterală au capacitate pînă la 1 m³. Basculareа cutiei se face manual. Aceste vagonete nu se recomandă pentru transportul principal, ele putînd fi folosite numai pe galeriile din suborizont, cînd cantitățile mici de rocă ce se transportă nu justifică folosirea de culbutoare. Vagonetele cu basculare frontală

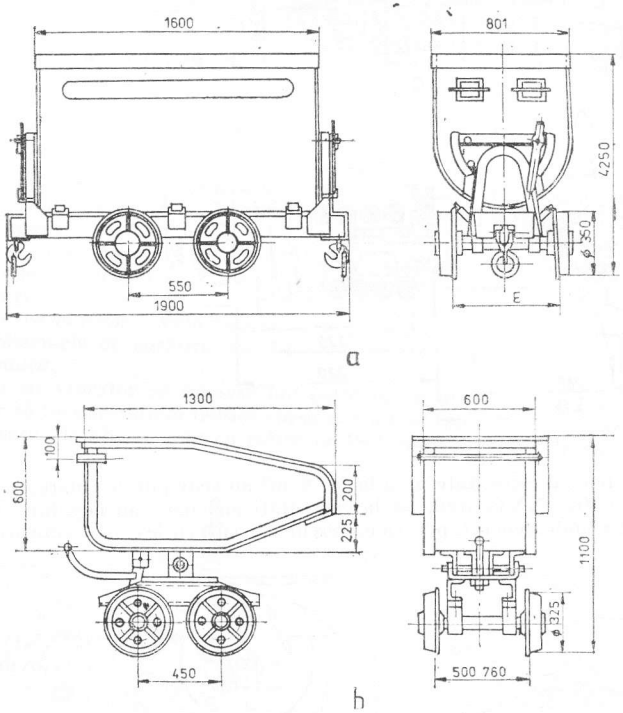



Fig. XXIV.98. Vagonete cu cutie basculantă:

*a* — tipul VBL-1,00; *b* — tipul VBU.

sînt împinse manual și se folosesc pe distanțe mici, în spații restrînse care nu permit folosirea altor utilaje.

*Dispozitivele de cuplare și tampoanele* pot fi *rigide* sau *elastice* (fig. XXIV.99), atunci cînd vagonetele pentru cărbune au capacitate mai mare de 1,6 m³, iar cele pentru minereuri au capacitate mai mare de 1,2 m³. Dispozitivele de cuplare pot fi *rotative* sau *nerotative* și mai pot fi cu *cuplare manuală* sau *cu cuplare automată* (se folosesc numai la vagonete cu capacitate peste 1,6 m³). Sistemele de cuplare se dimensionează la o sarcină maximă egală cu cel puțin 6 ori greutatea vagonetului.

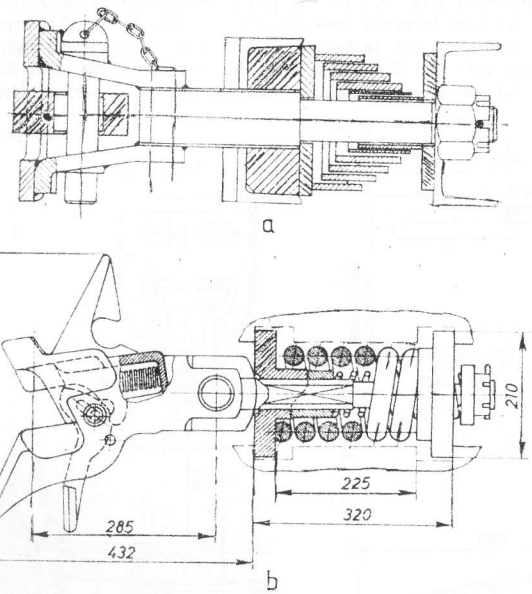



Fig. XXIV.99. Dispozitive de cuplare și tamponare elastice :
*a* — cu cuplare manuală ; *b* — cu cuplare automată.

Vagonetele cu capacitate pînă la 5—6 m³ au sistemul de rulare format din două trenuri de roți (fig. XXIV.100), iar la capacități mai mari au boghiuri. Vagonetele de capacitate mare (îndeosebi cele pentru minereuri) au suspensie elastică din arcuri elicoidale,

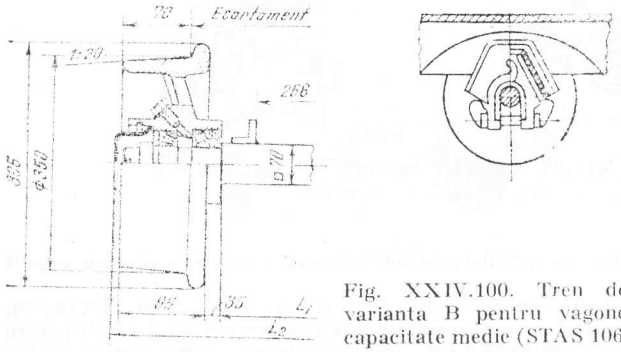



Fig. XXIV.100. Tren de roți varianta B pentru vagonete de capacitate medie (STAS 10612-89)



Fig. XXIV.101. Suspensie cu arcuri din cauciuc.

din foi sau din cauciuc. Cele din cauciuc (fig. XXIV.101) lucrează la compresiune, sînt sensibile și la sarcini mici și continuă să absoarbă energia și la sarcini mari. Dimensionarea suspensiei elastice se face la o sarcină egală cu 2—2,5 ori sarcina statică.



**Alegerea și exploatarea parcului de vagonete.** Alegerea vagonetelor din punctul de vedere al capacității trebuie să se facă conform recomandărilor din tabelul XXIV.29. În unele țări, marea majoritate a vagonetelor au capacitate de peste 2 m³, ajungînd pînă la 20 m³. Gabaritul transversal al vagonetelor trebuie să fie egal cu al locomotivei.

Parcul necesar de vagonete este format din numărul de vagonete în lucru, majorat cu circa 20%, care reprezintă vagonetele în rezervă și reparații. Numărul de vagonete în lucru, $N_{vl}$, se poate stabili prin două metode : 1) prin însumarea tuturor vagonetelor (garniturilor) ce se află în mișcare și ca rezervă în punctele de încărcare, în rampe, la suprafață etc. ; 2) pe baza numărului de curse ale unui vagonet, folosind expresia :

$$N_{vl} = \frac{A}{nM},$$

în care : $A$ este producția zilnică a minei, t/zi ; $M$ — masa încărcăturii utile a unui vagonet, t ; $n$ — numărul de curse complete pe care le face un vagonet într-o zi, care pentru o mină modernă și bine organizată are valori de 1,0—1,5 cînd extracția se face cu colivii și de 5—7 cînd extracția se face cu schip (vagonetele rămîn la același orizont) și se folosesc vagonete autodescărcătoare, iar schema de transport este inelară cu sens unic de transport.

*Curățirea vagonetelor* trebuie să se facă permanent, iar dacă este nevoie, la fiecare cursă. Sistemele de curățire mai frecvent folosite sînt cele *prin vibrare* și cele *cu acțiune mecanică*.

Sistemele cu vibrator se folosesc îndeosebi în cazurile în care este necesar ca toate vagonetele să fie curățate la fiecare cursă și cînd vibratorul se montează în culbutorul principal care, de obicei, este cu rotire la 195° și cu revenire. În fig. XXIV.102

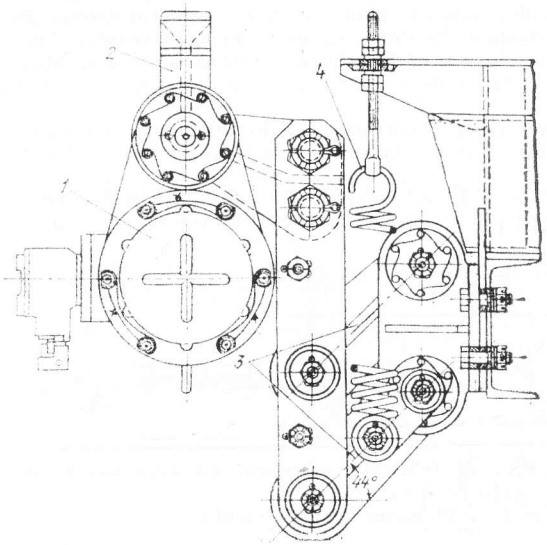



Fig. XXIV.102. Vibrator tip VNDV de fabricație sovietică.

este prezentat un astfel de vibrator electric cu masă excentrică *1*, care are tamponul *2*, ce intră în contact cu fundul vagonetului. Vibratorul este suspendat la partea inferioară a culbutorului prin intermediul unui mecanism cu patru laturi *3*. În timpul rotirii culbutorului, vibratorul, datorită greutății proprii, precum și acțiunii celor două arcuri *4*, se deplasează către vagonet pînă ce tamponul vibratorului vine în contact cu cutia vagonetului. Intrarea în funcțiune a vibratorului se realizează de un contactor, asupra căruia acționează o pedală montată pe inelul de intrare al culbutorului. Curățirea prin vibrare este eficientă în cazul materialelor ce nu au multă apă și nu se lipesc. În fig. XXIV.103 este prezentată o instalație de curățire, la care rotorul *1*, ce primește

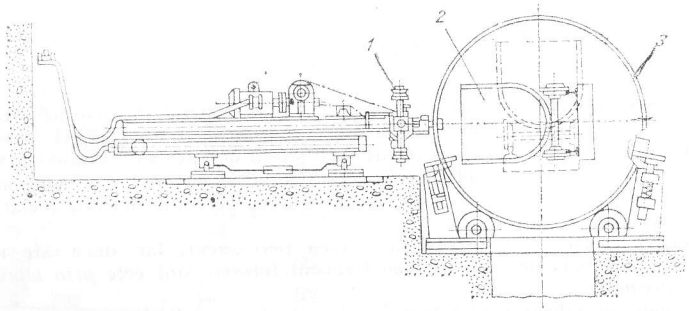



Fig. XXIV.103. Instalație de curățire cu organ de lucru sub formă de rotor.

mișcarea de rotație de la un grup de acționare cu putere de circa 10 kW, se deplasează pe orizontală (cu ajutorul unui cilindru hidraulic) pînă ce intră în vagonetul *2*, ce se află în culbutorul *3*. Timpul de curățire este de 20—22 s. Culbutorul poate fi acționat hidraulic cu rotire la 160—180° și cu revenire. Astfel de instalații de curățire se montează pe o linie secundară a circuitului stației de descărcare, pe care se introduc numai vagonetele ce trebuiesc curățate.

Controlul vagonetelor de mină se realizează zilnic, iar reviziile periodice și reparațiile se organizează după grafic. Pentru îndreptarea pereților cutiei vagonetelor se folosesc standuri hidraulice.

**Trenurile secționare** (fig. XXIV.104) sînt compuse din mai multe secții care au la un capăt un tren de roți, iar cu celălalt capăt (care este în consolă) se reazemă

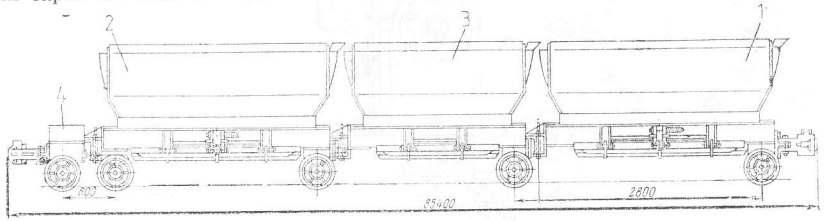



Fig. XXIV.104. Trenul secționar PS-2 de fabricație sovietică, cu capacitatea unei secții de 3 m³:

*1* și *2* — secții de cap; *3* — secții intermediare; *4* — cărucior.



pe secția vecină. Trenurile secționare de fabricație sovietică PS 1,5 și PS 3,5 au secții cu sistem de descărcare pe la fund, analog vagonetelor de tip VDK.

Față de trenurile cu vagonete, trenurile secționare au următoarele avantaje: coeficient de tară mai mic; încărcarea se face mai ușor; manevrele sînt mai reduse; timpul total al unei curse (inclusiv timp ul de încărcare și descărcare) este mai redus ceea ce conduce la micșorarea numărului de trenuri în mișcare; necesită schemă mai simplă, și volum mai redus al lucrărilor miniere din stațiile de încărcare și transport; permit o automatizare și comandă de la distanță mai simplă; crește randamentul sistemului de transport cu 15—18%.

Trenurile secționare nu pot concura cu vagonetele de capacitate mare autodescărcătoare și nu se pune problema că le-ar putea înlocui.

**Rezistențele la mișcare și deplasarea pe pante libere a vagonetelor de mină.** Rezistențele la mișcare a vagonetelor, pe o cale ferată înclinată cu un unghi $\beta$ se calculează cu expresia:

$$F = G_v\left(w\cos\beta \pm \sin\beta + w_c \pm k\,\frac{a}{g}\right) \quad [\mathrm{N}],$$

în care: $G_v$ este greutatea vagonetului, N; $w$ — rezistența specifică la mișcare pe o linie orizontală dreaptă și cu viteză constantă; $w_c$ — rezistența specifică suplimentară în curbe, care se calculează cu expresia: $w_c = \frac{70}{R}c$, în care $R$ este raza de curbură, m, iar $c = 1$ cînd șina exterioară este suprainălțată și $c = 1{,}5$ cînd nu este suprainălțată; $a$ — accelerația vagonetului, m/s²; $k = 1{,}08$ — coeficient ce ține seama de inerția meselor de rotație.

Rezistențele specifice la mișcare ale vagonetelor pline și goale, pentru care sînt date valorile în tabelul XXIV.24, pot fi calculate și cu expresia:

$$w_p = 0{,}0105M^{-\frac{1}{3}} \quad \text{și} \quad w_g = 0{,}0102M_0^{-\frac{1}{3}}$$

unde: $M$ este masa încărcăturii utile de material; $M_0$ — masa vagonetului gol, t.

*Tabelul XXIV.24*

**Rezistența specifică, $m$, la mișcarea vagonetelor**

| Capacitatea utilă a vagonetului [m³] | Vagonetul încărcat, $w_p$ | Vagonetul gol, $w_g$ |
|---|---|---|
| 1 | 0,0085—0,010 | 0,012 |
| 2 | 0,007 —0,009 | 0,011 |
| 3 | 0,006 —0,008 | 0,010 |
| 4 | 0,0055—0,007 | 0,009 |
| 5 | 0,005 —0,006 | 0,008 |

Rezistența specifică la mișcare a fiecărui vagonet se verifică pe panta de control, cînd se calculează cu expresia $w = \dfrac{h}{l_1 + l_2}$ (vezi fig. XXIV.105).

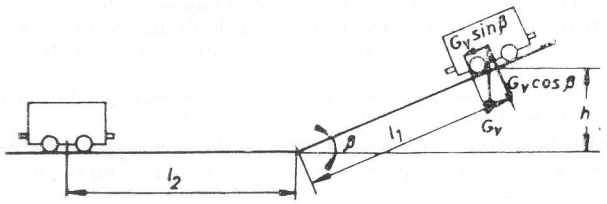



Fig. XXIV.105. Schema de verificare a rezistenței specifice la mișcare pe panta de control.

Cînd transportul se face pe lucrări miniere cu înclinare mică, sub 6°, se poate considera $\cos\beta = 1$ și $\sin\beta = \operatorname{tg}\beta = i$, care este declivitatea liniei ferate, iar expresia rezistenței la mișcare a vagonetului ia forma :

$$F = G_v(w \pm i + w_c \pm 0{,}11a) \quad [\text{N}],$$

unde : $i$ are semnul plus cînd mișcarea se face în sus și minus cînd mișcarea se face în jos, iar pentru $a$ se ia semnul cu plus cînd mișcarea este accelerată și minus cînd este retardată.

În calcule, pentru accelerație se recomandă următoarele valori la pornire : $a = 0{,}04 \ldots 0{,}05$ m/s² cînd tractarea se face cu locomotive și $a = 0{,}2 \ldots 0{,}5$ m/s² cînd tractarea se face cu cabluri.

Declivitatea de egală rezistență a căii ferate se calculează din condiția :

$$(G + G_0)(w_p - i_{er}) = G_0(w_g + i_{er}), \text{ de unde } i_{er} = \frac{w_p(G + G_0) - w_g G_0}{G + 2G_0},$$

unde $i_{er}$ este declivitatea de egală rezistență ; $G_0$ — greutatea vagonetului gol, N (în toate calculele transportului pe cale ferată trebuie să fie considerată egal cu greutatea vagonetului livrat de uzină, majorată cu 5—15%, ce ține seama de masa materialului lipit de vagonet) ; $G$ — greutatea materialului încărcat în vagonet, N ; $w_p$ și $w_g$ — coeficienți de rezistență la mișcare ai vagonetelor pline și goale.

Circulația vagonetelor pe pante libere (automotoare) în rampele puțurilor, în circuitele de la suprafață etc., are loc datorită componentei forței gravitaționale. Ecuația mișcării unui vagonet în pantă sub acțiunea greutății proprii este :

$$M_v g(i - w') = M_v a, \text{ de unde } a = g(i - w') \quad [\text{m/s}^2].$$

unde $M_v$ este masa vagonetului.
Din această expresie rezultă trei cazuri :

$$i = w',\ a = 0 ; \quad i > w',\ a > 0 ; \quad i < w',\ a < 0$$



Timpul în care un vagonet parcurge distanța $l$ [m] este :

$$t = \frac{l}{v_m} = \frac{2l}{v_i + v_f} \quad [\text{s}],$$

unde : $v_m$ este viteza medie, m/s ; $v_i$ — viteza inițială, m/s ; $v_f$ — viteza finală, m/s. Viteza finală $v_f$ poate fi calculată cu expresia :

$$v_f = v_i + at \quad [\text{m}],$$

în care introducînd expresiile lui $a$ și $t$, se obține :

$$v_f = v_i + g(i - w')\frac{2l}{v_i + v_f}, \text{ de unde : } v_f = \sqrt{v_i^2 + 2g\,l(i - w')} \quad [\text{m/s}]$$

$$\text{sau } v_i = \sqrt{2gl(i - w') - v_f^2} \quad [\text{m/s}] \text{ sau } i = \frac{v_f^2 - v_i^2}{2gl} + w'.$$

Pentru porțiunile drepte $w' = w$, iar pentru porțiunile curbe $w' = w + w_c$. Calculul transportului automotor se execută în următoarea ordine :

a) se stabilește planul căii ferate pe care se va executa transportul automotor ;

b) se împarte în sectoare planul căii ferate, în așa fel încît pe toată lungimea unui sector coeficientul de rezistență la mișcare $w'$ să aibă aceeași valoare ;

c) se stabilește valoarea lui $w'$ pentru fiecare sector ;

d) se stabilesc parametrii $v_i$, $v_f$ și $i$ — dintre aceștia unii se impun, iar alții se calculează. De obicei se aleg ca parametri ce trebuie realizați $v_i$ și $v_f$ și se calculează $i$ necesar. La alegerea valorilor lui $v_i$ și $v_f$ trebuie ținut seama de următoarele recomandări : pentru a evita deraierile și a nu periclita securitatea muncii, viteza maximă nu trebuie să depășească 2,5 m/s ; viteza minimă să nu fie mai mică de 0,5 m/s ; viteza cu care un vagonet trece printre camele sau saboții diferitelor dispozitive de cale să nu fie mai mare de 1,0 m/s. Începutul pantei pe care vagonetul începe să se miște se adoptă cu o declivitate de 2,5—3 ori mai mare decît valoarea lui $w'$ ;

e) se calculează pierderile de înălțime $\Delta h = li$ pentru fiecare sector de lungime $l$ ;

f) se calculează pierderea totală de înălțime $H = \Sigma\Delta h$ ;

g) în funcție de schema transportului automotor și pierderea totală de înălțime se alege felul instalației de compensare a acestei pierderi de înălțime și se efectuează calculul ei.

## 6.3. LOCOMOTIVE DE MINĂ

În funcție de masa lor, locomotivele de mină pot fi : *ușoare* (cu masă pînă la 5 t), *de masă medie* (cu masă între 6 și 10 t) și *grele* (cu masă mai mare de 10 t), iar în funcție de energia folosită pot fi : *electrice* (cu troleu sau cu acumulatoare), *diesel* și *cu aer comprimat*.

**Locomotivele cu troleu** (tabelul XXIV.25) cu masa pînă la 10 t au cabina deschisă, semiînchisă sau închisă și amplasată la un capăt al locomotivei (fig. XXIV.106),

*Tabelul XXIV. 25*

**Caracteristicile tehnice ale locomotivelor cu troleu care se fabrică la Întreprinderea „UNIO" Satu Mare**

| Tipul locomotivelor | LMT-4 | LMT-6 | LMT-7 | LMT-8 | LMT-14 |
|---|---|---|---|---|---|
| Masa aderentă, t | 4 | 6 | 7 | 8 | 14 |
| Puterea uniorară instalată, kW | 2×20,6 (2×17) | 2×20,6 (2×26,5) | 2×20,6 | 2×25 (2×34) | 2×41 |
| Tensiunea de alimentare, Vcc | 500 | 250 | 250 ; 500 | 250 | 550 |
| Viteza uniorară, km/h | 10,6 | 12,5 | 11 | 14 | 15,2 |
| Forța maximă de tracțiune la cirlig (la coef. aderență 0,25), daN | 1000 | 1500 | 1750 | 2000 | 3500 |
| Tensiunea instalației de iluminat, Vcc | 24 | 24 | 24 | 24 | 12 |
| Ampatament, mm | 1100 | 1100 | 1100 | 1100 | 2000 |
| Ecartament, mm | 600 (500) | 600 (500) | 570—630 | 600 (500) | 630—750 |
| Raza minimă de înscriere în curbă, m | 7,5 | 7,5 | 7,00—7,60 | 5,50 | 15 |
| Dimensiuni de gabarit, mm : | | | | | |
| — lungimea între tampoane | 3936 | 4070 | 4110 | 4410 | 6000 |
| — lățimea | 958 | 988 | 980(1280) | 1008 | 1200 |
| — înălțimea (de la coroana șinei) | 1250 | 1300 | 1550 | 1450 | 1630 |
| Înălțimea de cuplare cu vagonetul, mm | 230 | 230 | 230 | 230 | — |

Caracteristicile de mai sus sînt garantate pînă la altitudine de 1000 m.



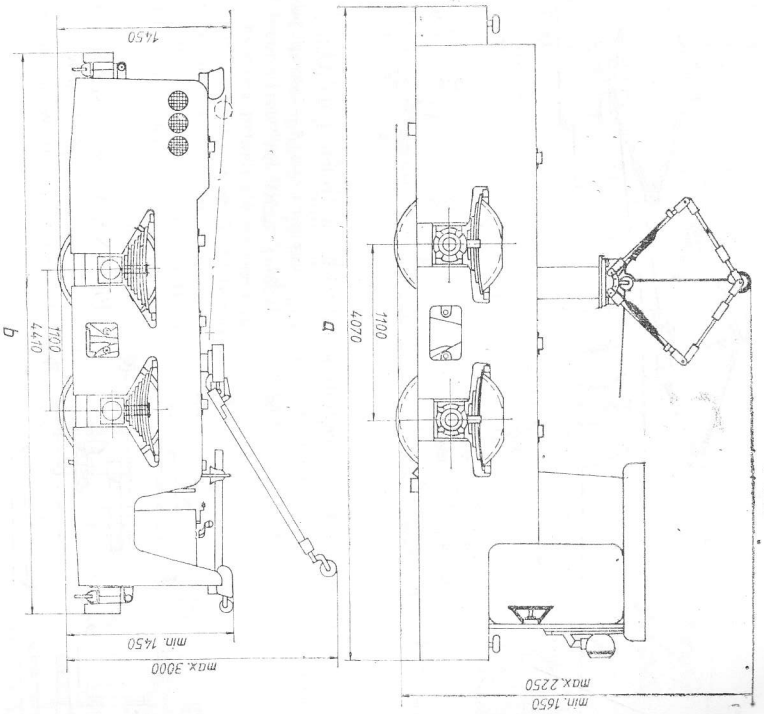



Fig. XXIV.106. Locomotive cu troleu cu cabina amplasată la un capăt : *a* — locomotiva LMT-7 ; *b* — locomotiva LMT-8 (construcție analoagă cu cabina deschisă au și locomotivele LMT-4 și LMT-6).

iar cele cu masă mai mare au cabina închisă și amplasată la mijlocul locomotivei (fig. XXIV.107).

Fiecare osie a locomotivei are cîte un grup de acționare format din motor electric și reductor.

Motoarele pot fi așezate paralel sau perpendicular pe osie (fig. XXIV.108).

Reductoarele au un plan de secționare (simetrică sau diagonală) care trece prin axul osiei, pentru a permite demontarea lor de pe osie. Roata dințată de pe osie poate fi presată pe osie sau poate fi secționată și montată pe până (așa cum au locomotivele de fabricație românească), pentru a putea fi demontată fără să necesite demontarea trenului de roți.

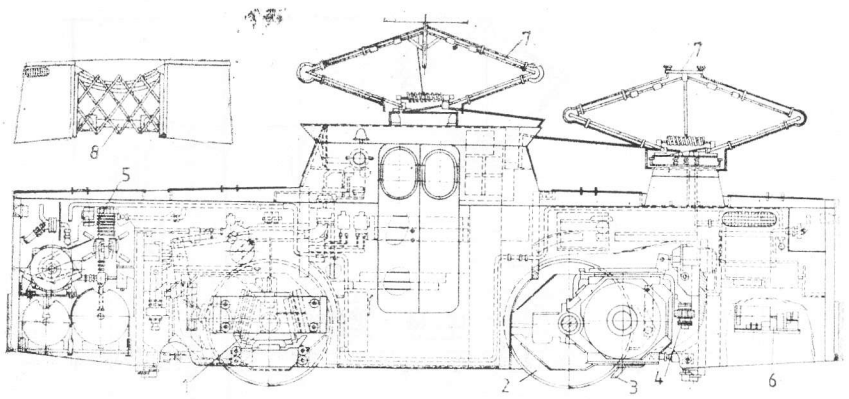



Fig. XXIV.107. Locomotiva electrică cu troleu LMT-14:

*1* — arc de cauciuc disc; *2* — tren de roți; *3* — nisipar; *4* — suspensor motor; *5* — instalație pneumatică; *6* — instalație electrică; *7* — troleu; *8* — cuplă tandem.

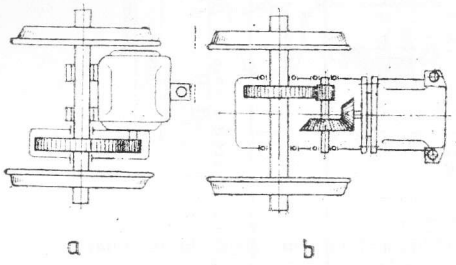



Fig. XXIV.108. Așezarea motoarelor față de osie:

*a* — așezare paralelă; *b*— așezare perpendiculară.

Fiecare grup de acționare motor-reductor poate oscila în jurul osiei, avînd motorul legat elastic prin două arcuri la șasiul locomotivei. Motoarele folosite sînt de curent continuu cu excitație serie.

În fig. XXIV.109 sînt prezentate curbele de tracțiune ale locomotivelor cu troleu. Cunoscînd caracteristicile electromecanice ale motoarelor, precum și raportul de transmisie, randamentul reductoarelor și diametrul roților locomotivei, unele firme constructoare dau toate caracteristicile electromecanice ale motoarelor reduse la periferia roții (fig. XXIV.110).

Pornirea celor două motoare se face în serie și apoi în paralel (fig. XXIV.111). La locomotivele de construcție mai veche, ce nu au putere mare instalată, controlerul de comandă a motoarelor se află pe circuitul primar de alimentare (locomotivele LMT-4, LMT-6, LMT-7 și LMT-8), iar la cele moderne acesta se află pe circuitul secundar de comandă (la 12 V), așa cum este la LMT-14.



Reglarea vitezei (în curbe, pe liniile de manevră etc) se realizează prin trecerea alternativă de la legarea serie la paralel sau decuplarea și cuplarea alternativă a motoarelor. Cînd nu se realizează o reducere suficient de mare a vitezei prin decuplarea motoarelor sau este necesară frînarea locomotivei, se folosește frînarea electrodinamică reostatică. Frînarea în contracurent se admite numai în cazuri cu totul excepționale. Locomotivele electrice cu troleu moderne au comandă tiristorizată, ceea ce permite pornirea și frînarea lină, precum și variația vitezei și schimbarea sensului de mers fără suprasolicitarea motoarelor și cu economie de energie.

Locomotivele cu masa de peste 9 t au instalație pneumatică (fig. XXIV.112), care asigură comanda și acționarea frînei mecanice, injecția nisipului din nisipare pe șine, ridicarea și coborîrea colectorului, semnalizarea acustică și decuplarea cuplelor automate. Cînd locomotiva are frînă pneumatică, aceasta este cea principală de serviciu, iar cea reostatică este de rezervă. Sistemul pneumatic este prevăzut și cu frînă pneumatică de avarie, care intră în funcțiune automat, cînd apare o depresiune în conductele de aer datorită ruperii accidentale și care asigură frînarea pe o durată de circa 30 min.

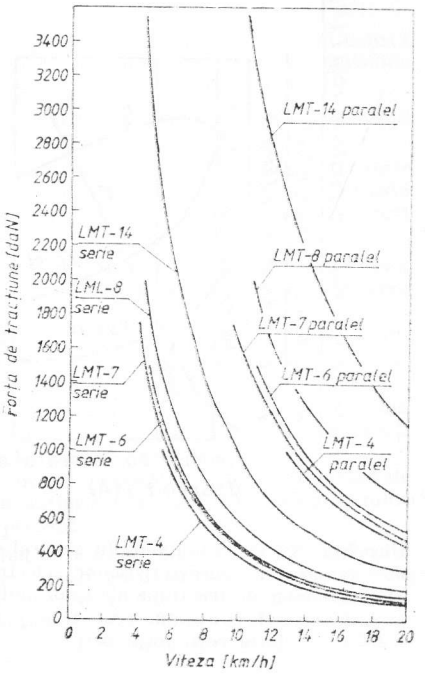



Fig. XXIV.109. Variația forței de tracțiune în funcție de viteză pentru locomotivele cu troleu.

Trolecle locomotivelor pot avea ca organ colector de la rețeaua aeriană fie rolă din bronz, fie bare de alunecare din aluminiu. Troleele cu rolă au construcția de forma unui pantograf, cum este la locomotiva LMT-7, sau de forma unui braț.

Colectoarele cu alunecare au de obicei două bare colectoare, pentru a reduce formarea scînteilor. Barele colectoare se montează pe trolee sub formă de pantograf, cum este la locomotiva LMT-14, sau sub formă de liră (pentru fiecare bară cîte o liră), cum este la locomotivele de fabricație sovietică.

*Rețeaua de tracțiune* este formată din *linia de contact* (conductorul aerian), *șine* și *cabluri de legătură*.

Conductoarele aeriene pentru firul de contact se execută din cupru electrolitic cu secțiune circulară (simbol TR) sau profilată (simbol TT) conform STAS 686-83. Uzura conductorului nu trebuie să depășească 30% din secțiunea nominală.

Înălțimea liniei de contact trebuie să fie minimum 1,8 m față de coroana șinei, iar distanța între linia de contact și tavanul lucrării sau orice element de susținere și instalație, de minimum 0,2 m. Linia de contact aflată la o înălțime sub 2,2 m trebuie prevăzută cu două șiruri de scînduri sau alte materiale electroizolante de o parte și de alta pentru protecția contra atingerii. La suprafață, înălțimea liniei de contact trebuie

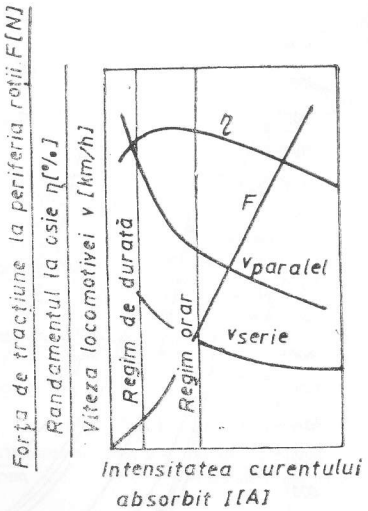



Fig. XXIV.110. Exemplu general de trasare a caracteristicilor electromecanice de tracțiune ale unui motor de curent continuu, reduse la periferia roții locomotivei.

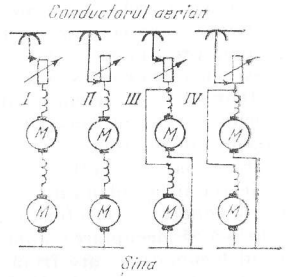



Fig. XXIV.111. Schema legăturii motoarelor și reostatului în perioada de pornire a locomotivei.

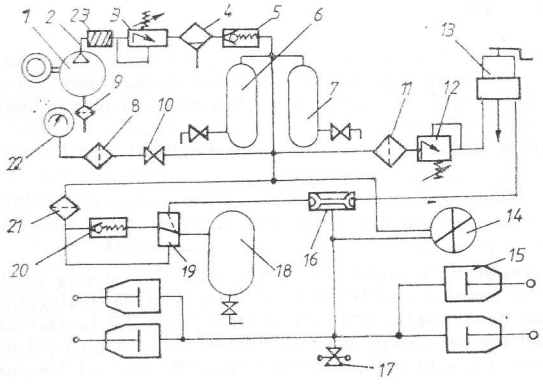



Fig. XXIV.112. Schema pneumatică a locomotivei LMT-14 :

*1* — electrocompresor; *2* — conductă refulare; *3* — supapă de descărcare; *4* — separator de apă; *5* — supapă reținere; *6* — acumulator 10 l; *7* — acumulator 57 l; *8* — filtru de aer; *9* — presostat; *10* — robinet de izolare; *11* — filtru de aer; *12* — supapă de reducție; *13* — robinet frînare directă; *14* — manometru diferențial; *15* — cilindru de frînare; *16* — supapă dublă de reținere; *17* — supapă de scăpare; *18* — acumulator de avarie de 25 l; *19* — electroventil; *20* — supapă de reținere; *21* — filtru de aer; *22* — manometru; *23* — tub cauciuc.



să fie de minimum 2,20 m în cazul tensiunii de 250 V și de minimum 2,40 în cazul tensiunilor mai mari.

Calculul rețelei de tracțiune se efectuează pe baza criteriului electric și constă în determinarea secțiunii firului de contact, dacă este dată mărimea pierderii admisibile de tensiune în firul de cale, șine, cablurile de legătură și se cunoaște tipul șinei.

În calcule, intensitatea medie a curentului pentru o locomotivă în mers de regim se poate lua 0,7—0,8 din intensitatea curentului unionar al locomotivei.

Pierderea de tensiune admisibilă (pe rețeaua aeriană, șine și cablurile de alimentare și de întoarcere) se ia 15% din tensiunea de la barele stației de redresare. Această pierdere de tensiune nu se recomandă să depășească 10—12% în cazul unui transport intens și 20% în cazul unui transport redus.

Pentru a elimina neajunsurile alimentării de la linia de contact de curent continuu, se studiază alimentarea de la o linie de contact de curent alternativ, în care caz redresarea curentului se face pe locomotivă.

**Locomotivele cu acumulatoare.** (fig. XXIV. 113, fig. XXIV. 114 și tabelul XXIV. 26) pot fi în *construcție normală* sau în *construcție antigrizutoasă*. Locomotivele în construcție antigrizutoasă au motoarele în construcție antideflagrantă. Construcția echipamentului electric și a containerului cu acumulatoare poate fi *cu siguranță mărită*, cînd locomotiva poate fi folosită pe lucrări cu conținut maxim de metan de 1% în curenți de aeraj sub depresiunea generală a minei, sau *cu protecție specială*, cum este la tipul LTA—4A, cînd locomotiva poate fi folosită și în lucrări cu conținut maxim de metan de 2%. Locomotivele cu acumulatoare în construcție antigrizutoasă pot fi folosite și în mine de categoria a V a, dar numai în curent de aer proaspăt.

Locomotivele cu acumulatoare cu masa pînă la 10 t au o singură cabină amplasată la capăt și mai rar la mijloc, iar cele cu masă mai mare au două cabine. Locomotivele cu masă mai mare de 15 t sînt formate din două secții cu cîte o cabină legate între ele, iar comanda se poate face din oricare cabină. Locomotiva LA—2 are cabina deschisă cu posibilitate de rabatare, locomotiva LTA—8N are cabina deschisă, iar locomotiva LTA——3,5 are cabina semiînchisă sau închisă.

Fiecare osie a locomotivei cu acumulatoare are cîte un grup de acționare, cu o construcție analoagă cu cele folosite la locomotivele cu troleu. Numai locomotiva LA—2 are un singur grup de acționare, iar legătura între cele două osii se face cu o transmisie cu lanț.

Motoarele folosite sînt de curent continuu cu excitație serie și au tensiunea nominală de lucru de 70 V pînă la 240 V (crește odată cu masa locomotivei). La locomotivele cu acumulatoare, frînarea în contracurent este interzisă. Schemele de pornire și reglare a vitezei sînt fără reostat (fig. XXIV. 115). Schimbarea cîmpului magnetic de excitație se mai poate realiza avînd înfășurarea de excitație formată din două semibobine, care se pot lega în serie, în paralel sau una se poate șunta.

Un nou pas în modernizarea locomotivelor cu acumulatoare o prezintă înlocuirea controlerului (care permite cuplări în trepte) cu schemă cu tiristoare comandate prin impulsuri, care asigură reglarea automată continuă și lină a vitezei (atît la pornire, cît și în mersul de regim), asigură un grad mai mare de siguranță în funcționare și de protecție a muncii, reduce timpul de demaraj cu 10—15%, reduce consumul de energie, iar frînarea se poate face chiar cu recuperare de energie. Exemplu de astfel de locomotive tiristorizate sînt tipurile LTA—4 și LTA—8, care au variatoare de tensiune, dar și un convertizor static de tensiune pentru sistemul de iluminat.

Locomotivele cu acumulatoare cu masă mai mare de 9 t au instalație pneumatică, dar mai frecvent hidraulică.

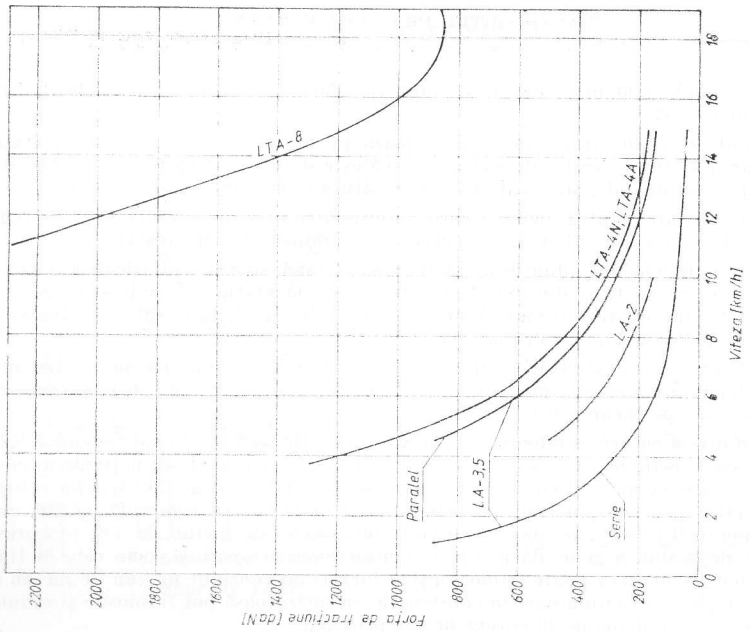



Fig. XXIV.114. Variația forței de tracțiune în funcție de viteză pentru locomotivele cu acumulatoare.

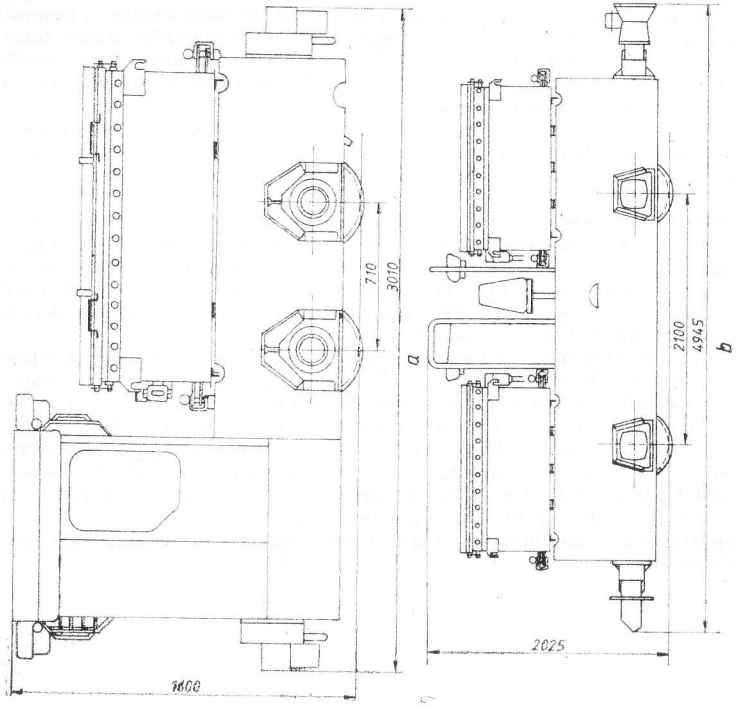



Fig. XXIV.113. Locomotive cu acumulatoare: *a* — locomotiva LTA-4N; *b* — locomotiva LTA-8N.



*Tabelul XXIV. 26*

**Caracteristicile tehnice ale locomotvielor cu acumulatoare, care se fabrică la Intreprinderea „UNIO" Satu Mare**

| Tipul locomotivelor | LA-2 | LA-3,5 | LTA-4N * LTA-4A | LTA-8N |
|---|---|---|---|---|
| Masa aderentă, t | 2 | 3,5 | 4 | 8 |
| Puterea uniorară instalată, kW | 5 | 2×4,5 | 2×5 | 2×34 |
| Tensiunea de alimentare, Vcc | 72 | 72 | 72 | 240 |
| Viteza uniorară, km/h | 6,9 | 7,4 | 7,4 | — |
| Forța maximă de tracțiune la cîrlig (la coeficientul de aderență 0,25), daN | 500 | 875 | 1350 | 2400 |
| Forța de tracțiune uniorară (Fh), daN | 259 | 420 | 500 | — |
| Capacitatea containerului cu acumulatoare, Ah | 280 | 420 | 420 | 475 |
| Tensiunea instalației de iluminat, Vcc | 12 | 12 | 24 | 24 |
| Ampatament, mm | 600 | 630 | 710 | 2100 |
| Raza minimă de înscriere în curbă, m | 3 | 3,5 | 6 | — |
| Ecartament, mm | 500 ; 600 | 570 ; 630 | 570 ; 600 ; 630 | 600 ; 630 ; 750 |
| Dimensiuni de gabarit, mm | | | | |
| — lungime între tampoane | 1880 | 2885 | 3015 | 4945 |
| — lățime | 825 | 936 | 915 | 1200 |
| — înălțime | 1470 | 1300 | 1600 | 1850 |
| Înălțimea de cuplare cu vagonetul, mm | 230 | 230 | 230 | 285 |

*) N — construcție normală; A — construcție antigrizutoasă

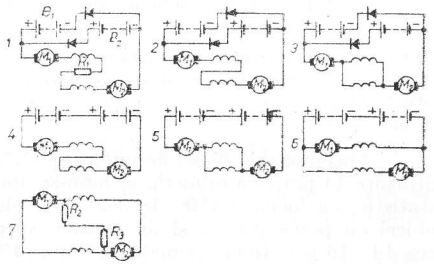



Fig. XXIV.115. Exemple de scheme de legătură folosite în cazul utilizării unei baterii de acumulatoare secționată:

*1 ... 6* — schemele cu pozițiile succesive de pornire și de mers în regim; *7* — schema de frînare reostatică cu legătură în cruce cu bucle ($R_2$ și $R_3$ fiind rezistențele reostatului de frînare).

Platforma locomotivelor cu acumulatoare are role montate în traverse, pe care poate rula transversal containerul cu acumulatoare cînd se schimbă.

Locomotivele moderne au în containerul cu acumulatoare un analizor de gaze automat, care permite mecanicului să urmărească permanent din cabină concentrația de hidrogen. Echipamentul trebuie să asigure și decuplarea automată a semnalizării luminoase cînd concentrația de hidrogen atinge 2,5% în volum și cuplarea automată a semnalizării luminoase cînd concentrația de hidrogen coboară la 1,3%, sub care este admisă.

Acumulatoarele folosite sînt bazice (cu fero-nichel) sau acide (cu plăci de plumb).

Acumulatoarele de construcție modernă sînt fără plăci, ceea ce le face mai rezistente la șocuri mecanice.

Stațiile locomotivelor electrice cu acumulatoare trebuie să permită gararea și revizia locomotivelor, precum și încărcarea bateriilor. Fiecare locomotivă trebuie să aibă două mese de încărcare (fig. XXIV. 116), pe una aflîndu-se bateria de rezervă, iar cealaltă este liberă. Încărcarea bateriilor pe locomotivă este interzisă.

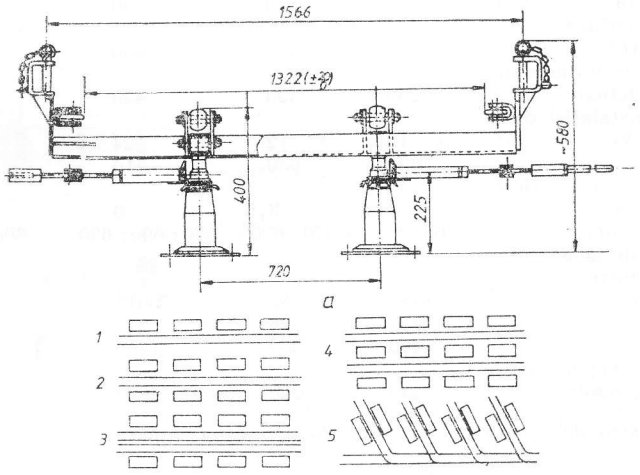



Fig. XXIV.116. Masa de încărcare a bateriilor pentru locomotivele LTA-4 (*a*) și scheme de montare a meselor de încărcare față de calea ferată (*b*):

*1* — cu mese pe o singură parte a liniei; *2* — cu mese pe ambele părți ale liniei; *3* — linie dublă cu două rînduri de mese; *4* — linie dublă cu trei rînduri de mese; *5* — montaj ramificat.

**Locomotivele diesel de mină** (fig. XXIV. 117 și tab. XXIV. 27) au căpătat largă utilizare în practica minieră, aflîndu-se aproximativ pe același loc, din punct de vedere statistic, cu locomotivele electrice cu troleu. Aceste locomotive au motoare diesel, de obicei cu precombustie și au consum specific de motorină de 255—260 g/kWh și de cca 14—16 g la tona kilometrică brută. Ele pot fi în construcție normală, cînd trebuie



să prezinte siguranță împotriva incendiilor și intoxicării, sau în construcție antigrizutoasă, cînd trebuie să prezinte siguranță și împotriva exploziilor (aprinderea atmosferei explozive cu $CH_4$ și praf de cărbune) și cînd pot fi folosite în mine de categoria I—IV.

Pericolul de intoxicare este dat de componenții gazelor de ardere, datorită îndeosebi arderii incomplete. Gazul cel mai toxic și care se controlează este monoxidul de

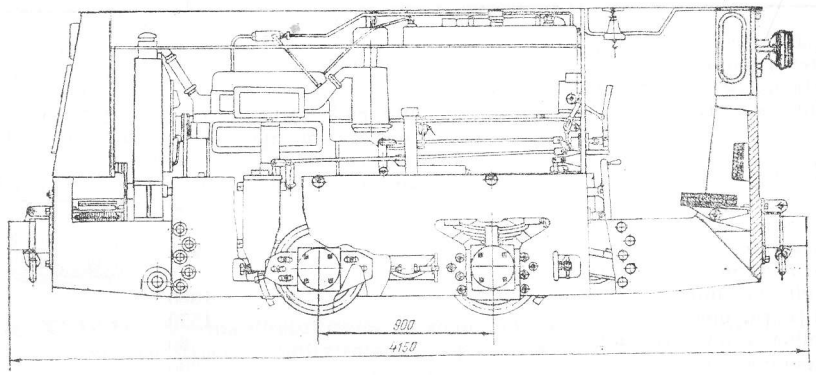



Fig. XXIV.117. Locomotiva diesel LDM-45A.

carbon. Motorul se reglează după o altă caracteristică decît cea obișnuită, în așa fel încît reducînd raportul combustibil/aer (de obicei acest raport în greutate este de 20 :1) și corelat cu avansul și durata injecției să asigure reducerea de CO în gazele de eșapare sub 0,05% în volum, iar fumul care nu trebuie să fie vizibil să aibă densitatea sub 15 grade Bosch, respectiv 0,055 g/m³ suspensii solide. Dacă concentrația de CO ajunge la 0,12% în volum, sau dacă densitatea fumului ajunge la 25 grade Bosch (0,111 g/m³ suspensii solide), locomotiva trebuie revizuită.

Pentru neutralizarea gazelor incomplet arse se pot monta în colectorul de evacuare și neutralizatori catalitici formați din elemente de aluminiu și platină. Tot pentru reducerea pericolului de intoxicări, este necesar să se realizeze o bună diluție a gazelor în curentul de aeraj. În acest scop, se poate folosi dispersia forțată pe locomotivă a gazelor de eșapare.

Pentru prevenirea incendiilor ce pot apărea prin venirea în contact a lubrifianților, combustibilului și prafului de cărbune cu suprafețele fierbinți ale motorului și eșapamentului, precum și pentru stingerea scînteilor și epurarea gazelor de cenușă, este necesar să se asigure o răcire a gazelor arse și a eșapamentului, așa încît temperatura maximă de suprafață a galeriei de evacuare și a țevii de eșapament să nu depășească 70°C, iar temperatura gazelor arse la ieșirea în atmosferă să nu depășească 70°C. Această răcire suplimentară se poate realiza prin următoarele mijloace: cămașă de apă pe colectorul evacuării; pulverizator de apă în conducta de evacuare; baie de apă în toba de evacuare cu o capacitate de circa 100 l. Pe locomotivă se montează o instalație fixă de stins incendiu, cu gaz carbonic.

La locomotivele în construcție antigrizutoasă, în afara măsurilor de securitate pentru eliminarea pericolului de incendiu, este obligatoriu ca echipamentul de admisie

*Tabelul XXIV.27*

**Caracteristicile tehnice ale locomotivelor diesel de mină, care se fabrică la Întreprinderea „UNIO" Satu Mare**

| Tipul locomotivei | LDM-45A *) LDM-45N | LDMS-45A *) LDMS-45N |
|---|---|---|
| Masa de serviciu, t | 6,3 | 7 |
| Puterea motorului, kW | 33 kW la 1800 rot/min | 33 |
| Forța maximă de tracțiune la cîrlig, kN | 15,45 | 17,16 |
| Felul transmisiei | Cutie cu 4 viteze nesincronizate în ambele sensuri | Cutie cu 4 viteze sincronizate în ambele sensuri |
| Treptele de viteză, km/h | 3,8 ; 5,75 ; 8,4 ; 12,3 | 3,9 ; 5,4 ; 8,5 ; 12,2 |
| Lungimea locomotivei, mm | 4150 | |
| Lățimea pentru ecartament 630 mm, mm | 930 | |
| Înălțimea pentru ecartament 700 mm, mm | 1060 | |
| Înălțimea, mm | 1570 | |
| Lumina locomotivei, mm | 80 | |
| Ampatamentul, mm | 900 | |
| Ecartamentul, mm | 570 ; 600 ; 630 ; 700 ; 750 ; 760 | |
| Diametrul roților, mm | 450 | |
| Cuplul motor la turația nominală, Nm | 175 | |
| Consumul specific de combustibil, g/kWh | 252 | |
| Raza minimă de înscriere în curbe, m | 10 | |

*A — construcție antigrizutoasă cu protecție ExsdI; N — construcție normală

(galeria și canalele respective în chiulasă) și de eșapare (toba și conducta de eșapament plus canalele respective din chiulasă) să aibă construcția capsulată antideflagrantă, conform STAS 6877/2-86, iar îmbinările conductei de eșapament și tobei de eșapament să fie ermetice. Pentru a face posibilă „respirația" motorului, la intrarea în colectorul de aspirare și la punctul de evacuare în atmosferă se montează dispozitive de „respirare" antideflagrantă, sub formă de pachete de plăci. Întrucît unele componente din gazele arse, cum sînt oxizii de sulf, formează cu apa substanțe acide, care supun piesele de la eșapament la o intensă coroziune, se recomandă ca pentru neutralizare în baia de apă din tobă să existe permanent 2—3 kg de piatră de var (bulgări), iar conducta de evacuare, capsularea antideflagrantă la evacuare și pachetele de plăci care formează dispozitivele de „respirare", să se execute din oțel inoxidabil și anticoroziv.

În fig. XXIV. 118 este prezentată schema cu dispozitivele de siguranță ale unei locomotive diesel în construcție antigrizutoasă.

Pornirea motorului se poate face manual sau mecanic : cu demaror electric, iar în cazul pericolului de explozii cu demaror de inerție, pneumatic sau hidraulic (fig. XXIV 119).



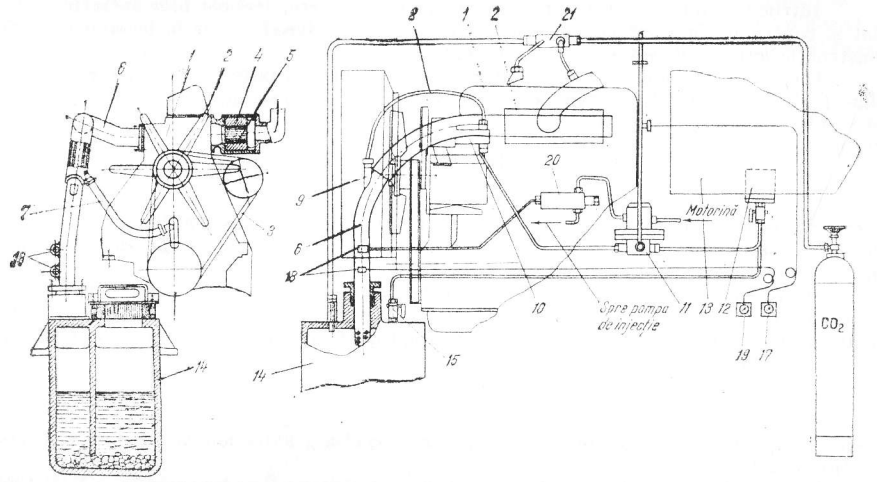



Fig. XXIV.118. Schema dispozitivelor de siguranță ale locomotivei diesel de mină de construcție antigrizutoasă tip LDMS-45A-Ex.d.s.I :

*1* — motorul; *2* — ventilator cu palete fără pericol de scîntei mecanice; *3* — curea de transmisie fără pericol de sarcini electrice; *4* — ansamblu aspirare antideflagrantă; *5* — pachet de plăci la aspirare; *6* — ansamblu evacuare antideflagrant; *7* — racord la cămașa cu apă de răcire a evacuării; *8* — racord de apă pentru răcire prin pulverizare în țeava de evacuare; *9* — injector de pulverizare apă; *10* — pompă de apă; *11* — dispozitiv automat de control apă; *12* — filtru; *13* — rezervor apă; *14* — toba de evacuare cu baie de apă și bulgări de $CaCO_3$; *15* — robinet pentru completarea apei în baia tobei de evacuare; *16* — pachet de plăci la evacuare; *17* — termometru apă motor; *18* — traductoare termice; *19* — termometru control evacuare; *20* — releu termic automat; *21* — instalație de stins incendii și oprire motor, cu gaz carbonic.

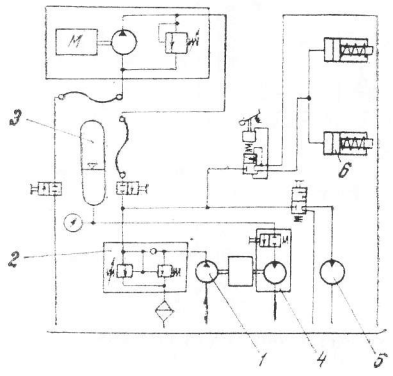



Fig. XXIV.119. Schema hidraulică a unei locomotive diesel cu demaror hidraulic :

*1* — pompă; *2* — bloc de cuplare și decuplare a pompei; *3* — acumulator hidropneumatic; *4* — demaror hidraulic; *5* — motorul hidraulic al sistemului de semnalizare; *6* — cilindrii de frînare.

Întrucît ambreiajul reprezintă o sursă de aprindere, trebuie bine întreţinut, reglat şi controlat. Sînt interzise ambreiajele uscate fără ferodou, iar la locomotivele de construcţie antigrizutoasă este necesară capsularea.

Dacă $P_e$ este puterea efectivă la arborele motorului, puterea $P_0$ şi forţa de tracţiune $F_0$ la periferia roţii se calculează cu expresiile:

$$P_0 = P_e\,\beta \cdot \eta_t \quad [\text{kW}]; \quad F_0 = 3600\,\frac{P_0}{v} \quad [\text{N}],$$

în care: $\beta$ este coeficient care ţine seama de puterea necesară instalaţiilor auxiliare antrenate de motorul termic; $\eta_t$ — randamentul transmisiei; $v$ — viteza de transport, km/h.

Pentru a asigura o utilizare a locomotivei la întreaga ei capacitate la pornire, atît din punctul de vedere al puterii, cît şi al aderenţei, este necesar ca forţa de tracţiune $F_0$ pentru prima treaptă de viteză să fie cît mai apropiată ca valoare de forţa de aderenţă $F_a$ care se calculează cu expresia:

$$F_a = M_l g \cdot \mu [\text{N}],$$

în care: $M_l$ este masa locomotivei, kg; $g$ — acceleraţia gravitaţională, m/s$^2$; $\mu$ — coeficientul de aderenţă.

Transmisia de la cutia de viteze la cele două osii poate fi cu lanţuri (fig. XXIV.120) sau cu două bare cardanice telescopice şi cîte un reductor cu o treaptă la fiecare osie (atacul de osie), care este suspendat elastic la rama locomotivei şi poate oscila în jurul osiei.

Pentru reducerea şocurilor la pornire şi la trecerea de la o treaptă la alta de viteze, uneori locomotivele de greutate medie au cuplaj hidraulic între motor şi cutia de viteze. În regim nominal de lucru cuplajul hidraulic are un randament pînă la 0,95—0,97, ceea ce corespunde unei alunecări de 0,03—0,02.

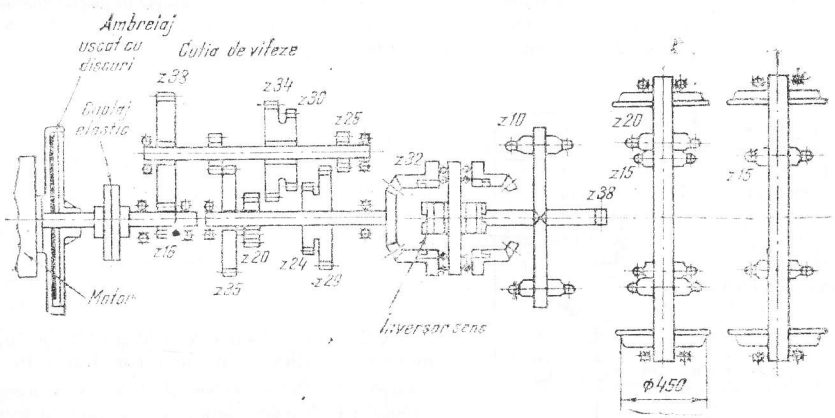



Fig. XXIV.120. Schema cinematică a transmisiei locomotivei LDM-45A.



La transmisiile hidromecanice, denumite *turbotransmisii hidraulice*, combinate cu cutie de viteze la care schimbarea vitezelor se realizează automat, se obţine o curbă caracteristică de tracţiune continuă (fără trepte). Astfel de transmisii se întîlnesc îndeosebi la locomotive cu putere peste 55 kW.

**Locomotivele de mină pneumatice** (fig. XXIV. 121 şi tab. XXIV. 28) au recipienţi de aer comprimat care sînt încărcaţi la o reţea de înaltă presiune, alimentată de la o staţie de compresoare amplasată la suprafaţă. Aceste locomotive au masa aderentă între 4 şi 12 t, şi, corespunzător, puteri între 15 şi 52 kW.

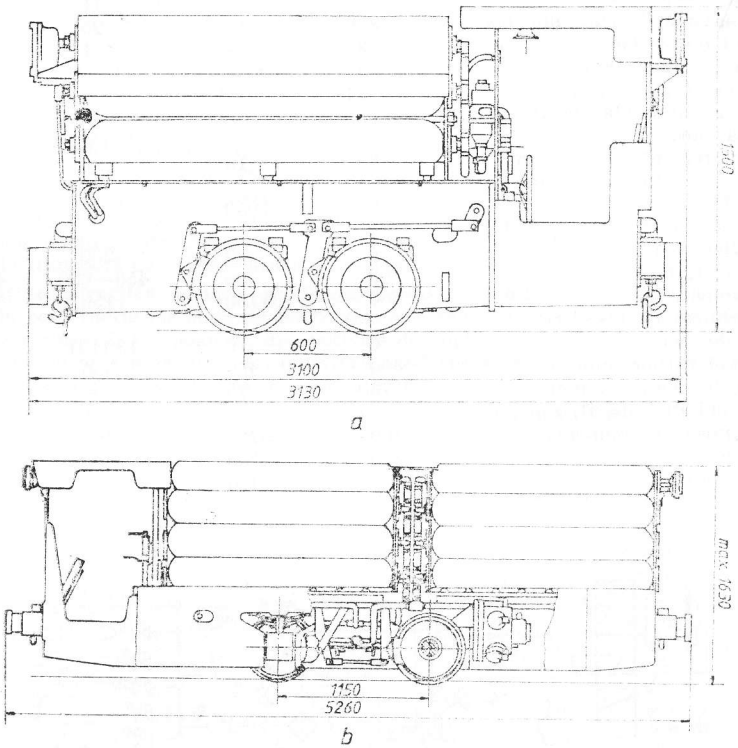



Fig. XXIV.121. Locomotive pneumatice:
*a* — tipul LMP-20; *b* — tipul LMP-40.

După cum se vede în fig. XXIV. 122, încărcarea rezervoarelor *1* de la reţeaua de înaltă presiune se face prin racordul *2* şi robinetul $R_7$. În timpul funcţionării locomotivei sînt deschise robinetele $R_1 \ldots R_6$ şi $R_8$, iar aerul comprimat trece prin filtrul *3* şi apoi prin supapa de reducţie *4*, unde reducerea presiunii de la 180 bar la 5—7 bar este

*Tabelul XXIV.28*

**Caracteristicile tehnice ale locomotivelor de mină pneumatice**

| Țara producătoare | România | | Cehoslovacia | |
|---|---|---|---|---|
| Tipul locomotivei | LMP-20 | LMP-40 | V40D | V70D |
| Masa de serviciu, t | 4 | 8,7 | 11 | 12 |
| Forța maximă de tracțiune, kN | 9,8 | 19,6 | 25 | 30 |
| Numărul motoarelor | 2 | 2 | 1 | 1 |
| Puterea instalată, kW | 2×7,5 | 2×15 | 30 (52) | 30 (51) |
| Viteza nominală, km/h | 5,54 | 4,8 | — | — |
| Presiunea nominală de lucru a motoarelor, bar | 5 | 5 | 40 (55) | 40 (55) |
| Numărul recipienților de aer | 8 | 15 | 6 | 8 |
| Capacitatea totală a recipienților, l | 520 | 1950 | 1240 | 1700 |
| Presiunea de încărcare a recipienților, bar | 70 | 70 | 200 | 200 |
| Ecartament, mm | 700 | 700 | 450—600 | 450—600 |
| Ampatament, mm | 600 | 1150 | 1150 | 1150 |
| Raza minimă de înscriere în curbe, m | 6 | 10 | 13 (15) | 13 (15) |
| Diametrul roților, mm | 450 | 450 | 550 | 550 |
| Lumina locomotivei, mm | 75 | 75 | 90 | 90 |
| Dimensiuni de gabarit, mm : | | | | |
| — lungimea cu tampoane | 3100 | 5260 | 5650 | 5650 |
| — lățimea | 860 | 1100 | 900 | 900 |
| — înălțimea | 1500 | 1450 | 1660 | 1660 |

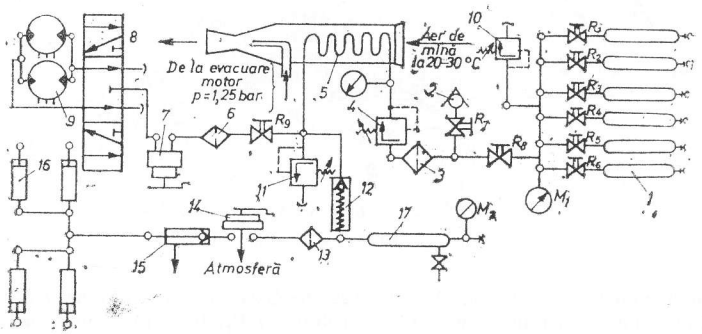



Fig. XXIV.122. Schema pneumatică a locomotivei LMP-50.



însoțită de o scădere a temperaturii la —30°C. Pentru evitarea formării dopurilor de gheață din condensarea vaporilor de apă și pentru recuperarea de energie, aerul comprimat trece prin serpentina unui sistem de încălzire *5*. Robinetul $R_9$ servește pentru izolarea părții din aval în timpul alimentării rezervoarelor. După ungătorul *6*, aerul comprimat trece prin robinetul *7* de reglare a vitezei de mers, prin distribuitorul *8* de sens de mers și ajunge la motoarele *9*. Supapele *10* și *11* au rolul de a mări gradul de siguranță al locomotivei. Sistemul pneumatic al locomotivei LMP—50 are, în plus față de locomotiva LMP—25, un circuit pneumatic de frînă compus din supapa de sens unic *12*, filtrul *13*, robinetul de frînare *14*, supapa de evacuare rapidă *15*, cilindrii de frînare *16* și manometrul $M_2$. Aerul comprimat din rezervorul de frînare *17* poate fi folosit numai pentru frînare, întrucît supapa de sens împiedică accesul acestuia spre motoare.

Locomotivele V40D și V70D, de fabricație cehoslovacă, au motor pneumatic cu patru cilindrii așezați în V.

Locomotivele pneumatice de mină au marele avantaj că prezintă siguranță totală împotriva exploziilor de gaz metan și praf de cărbune, în schimb necesită investiții mari inițiale (dată de stația de compresoare de înaltă presiune) și au randament scăzut (de numai 10—12%). În timpul exploatării pot avea loc accidente datorite exploziilor rezervoarelor sau conductei de alimentare cu aer comprimat la înaltă presiune, iar distanța maximă de transport cu o încărcătură a rezervoarelor nu depășește 5—7 km.

**Părți constructive comune ale locomotivelor de mină.** Toate locomotivele de mină au în construcția lor anumite părți comune, cum sînt : trenurile de roți, sistemul de suspensie elastică, tampoanele, dispozitivele de cuplare, sistemul de frîne, cutiile de nisip și sistemul de semnalizare. Locomotivele moderne au și aparatură de bord pentru indicarea vitezei și înregistrarea kilometrajului.

*Trenul de roți* (fig. XXIV. 123) este format dintr-o osie executată din oțel OLC 45 sau OLC 35 normalizat, pe care sînt montate, prin presare, (calare) roțile prevăzute cu

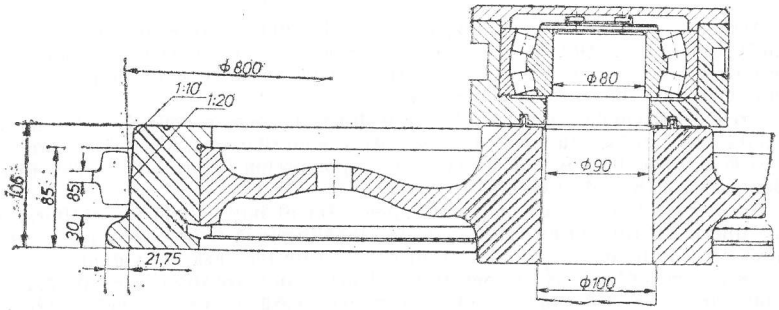



Fig. XXIV.123. Trenul de roți al locomotivei LMT-7.

bandaje de uzură. Pînă la schimbarea lor în timpul exploatării, bandajele se pot strunji de cîteva ori, pînă la uzura maximă admisă, cînd grosimea bandajului strunjit nu trebuie să fie mai mică de 25—30 mm. După strunjire, diferența diametrelor de rulare al celor două roți nu trebuie să fie mai mare de 0,3 mm.

*Suspensiile elastice* pot fi cu arcuri din foi, elicoidale și din cauciuc (fig. XXIV. 124). În plus, se pot folosi amortizoare de oscilații. Arcurile din foi de oțel nu sînt sensibile la șocuri de mică intensitate, motiv pentru care se folosesc pe scară tot mai redusă, recomandîndu-se doar pentru locomotive grele.

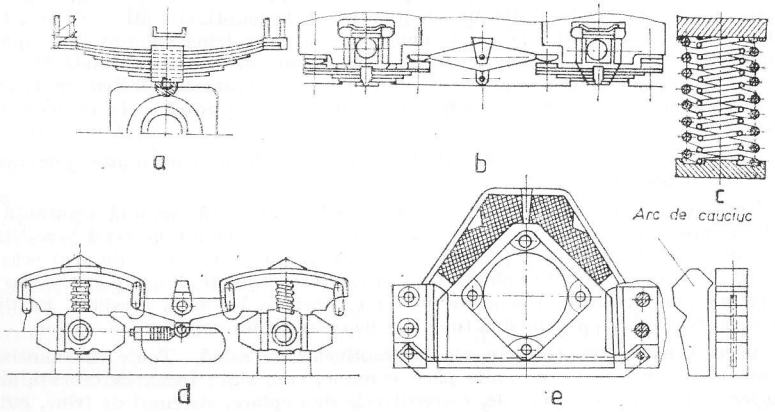



Fig. XXIV.124. Suspensii elastice :
*a* și *b* — cu arcuri din foi de oțel; *c* și *d* — cu arcuri elicoidale; *e* — cu arcuri din cauciuc; *a*, *c*, și *e* — suspensie individuală; *b* și *d* — echilibrare longitudinală.

Arcurile elicoidale, care sînt superioare celor din foi și se întîlnesc îndeosebi la locomotivele de masă mică și medie, pot fi simple sau mai frecvent multiple, cînd sînt compuse dintr-un arc exterior și unul interior (cu sensuri inverse de înfășurare). Pentru o roată se folosesc unul, două sau trei arcuri.

Arcurile de cauciuc sau vulcolan se întîlnesc la locomotivele de construcție nouă și prezintă avantajul că au construcție simplă și gabarit redus, elimină ghidarea și frecarea casetei rulmenților pe rama locomotivei, pot prelua deformații în orice direcție și nu necesită amortizor de oscilații.

Suspensia ramei la cele patru roți poate fi : a) individuală (neechilibrată), cînd arcurile diferitelor roți nu au legătură între ele și lucrează independent ; b) echilibrată, cînd arcurile diferitelor roți sînt legate între ele și nu lucrează individual.

Suspensia individuală are construcție simplă, dar are dezavantajul că, în timpul mersului, sarcina dată de locomotivă nu se repartizează uniform pe cele patru roți.

*Tampoanele* și *dispozitivele de cuplare* au arcuri din cauciuc (fig. XXIV.125) sau arcuri elicoidale. Dispozitivele automate de cuplare sînt interschimbabile cu cele cu bolț sau zală și permit decuplarea din cabina locomotivei. Ele au construcție analoagă cu cele ale vagonetelor și au arcuri din cauciuc.

Tampoanele rigide se întîlnesc rareori, numai la locomotivele ușoare sau de greutate medie, cu excepția celor cu acumulatoare, care au întotdeauna tampoane și dispozitive de cuplare elastice.



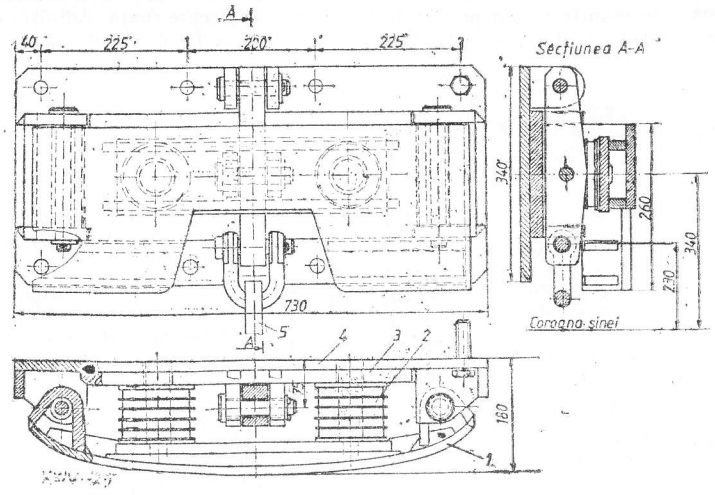



Fig. XXIV.125. Tampon cu sistem de cuplare elastic cu arcuri de cauciuc (locomotiva LTA-4N) :
*1* — placă de izbire a tamponului; *2* — arcuri șaibă de cauciuc; *3* — placă mobilă; *4* — placă de reazem ; *5* — cuplă.

*Sistemul de frîne.* În afară de frîna de motor, toate locomotivele trebuie să aibă și o frînă de oprire și parcare, care este cu acțiune mecanică (de obicei cu saboți). În majoritatea cazurilor, saboții acestor frîne apasă pe bandajul roților și numai rareori apasă pe un tambur montat pe unul din arborii transmisiei mecanice. Saboții se amplasează între roți, la locomotivele ce au cabina la un capăt (fig. XXIV. 126), sau în exterior, la locomotivele ce au cabina la mijloc (fig. XXIV. 127). Distanța dintre saboți și bandajul roților este reglabilă și trebuie să fie de 5—8 mm. Uzura saboților din fontă nu trebuie să depășească 10 mm.

Locomotivele cu masă mai mare de 9 t au instalație pneumatică sau hidraulică, iar în acest caz sistemul de frînă are acționare pneumatică sau hidraulică, dar trebuie să permită și acționare manuală pentru parcare. Cînd saboții sînt amplasați în exteriorul roților, acționarea manuală a frînei pentru parcare are loc numai asupra a doi saboți ai unei osii.

În scopul creșterii capacității de frînare, locomotivele electrice pot avea și frîne electromagnetice de cale, amplasate între roți. După cum se vede din fig. XXIV. 128, unde *1* este șina, la aceste frîne, curentul electric trece prin înfășurarea bobinei 2, prevăzută cu miezul *3* ce are doi poli magnetici *4* și *5*. Fluxul magnetic se închide prin saboții schimbabili *6* și coroana șinei. Alimentarea electromagneților se poate face de la motoarele de tracțiune ce lucrează în regim de generator în timpul frînării, de la rețeaua electrică aeriană sau de la bateriile de acumulatoare. Aceste frîne pot avea construcție antigrizutoasă, iar folosirea lor poate conduce la creșterea capacității de frînare a locomotivei de 2 pînă la 3 ori.

Pentru a mări coeficientul de aderență dintre roți și șine, necesar îndeosebi la pornire și frînare, locomotivele sînt prevăzute cu nisipare la fiecare roată. Admisia nisipului pe șine în fața roților, după sensul de mers, se realizează fie direct de către mecanic,

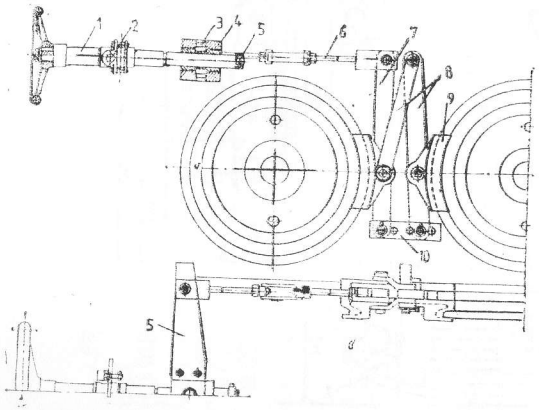


Fig. XXIV.126. Frîna manuală a locomotivei LTA-4 :

*1* — ax cu roată; *2* — lagăr; *3* — buceă filetată; *4* — buceă opritoare; *5* — traversă; *6* — tijă; *7* — pîrghie; *8* — cercei; *9* — saboți frînă; *10* — placă de reglaj.

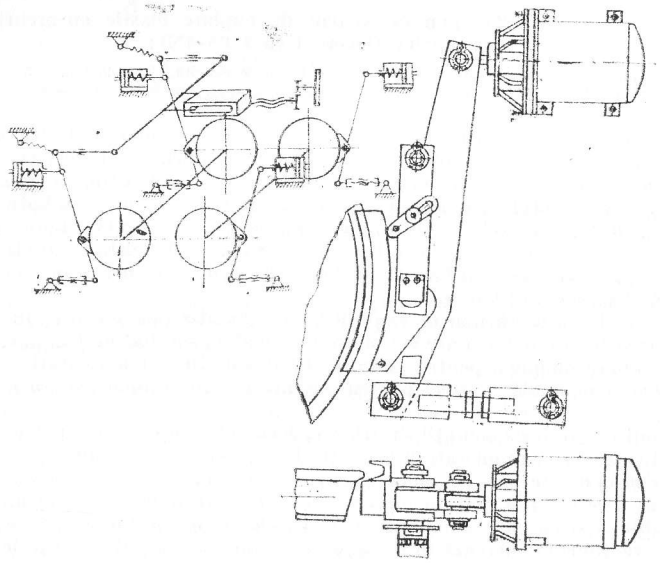


Fig. XXIV.127. Frîna mecanică cu acționare pneumatică a locomotivei LMT.14.



printr-un sistem de pîrghii ce deschid și închid nisiparele (fig. XXIV. 129), fie acționînd hidraulic nisiparele (cînd locomotiva are instalație hidraulică), fie prin injectare cu aer la locomotivele ce dispun de instalație pneumatică.

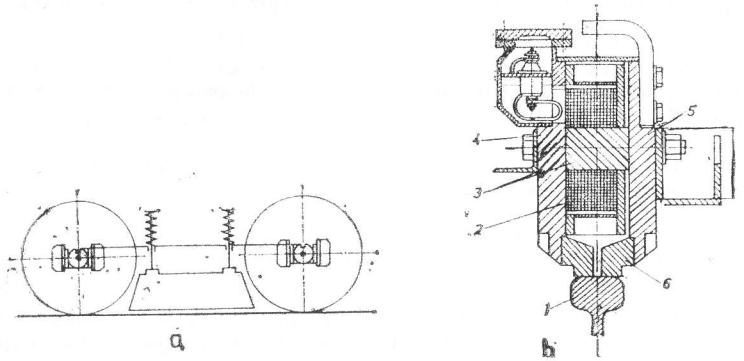


Fig. XXIV.128. Frîna electromagnetică de cale :

*a* — schema de suspendare; *b* — secțiune transversală.

## 6.4. CALCULUL ȘI EXPLOATAREA TRACȚIUNII CU LOCOMOTIVE DE MINĂ

Pentru obținerea unor indicatori cît mai buni la transport, respectiv pentru exploatarea la întreaga capacitate a materialului rulant și a căii ferate, este necesar să existe o corelare între rezistențele la mișcare a trenului, caracteristicile căii ferate și caracteristicile la tracțiune ale locomotivei.

Rezistențele la mișcare ale unui tren tractat de locomotivă se calculează cu următoarea expresie generală :

$$F = (G_l + zG_v)\,(w \pm i + w_c \pm 0{,}11\ a)\ \ [\mathrm{N}]$$

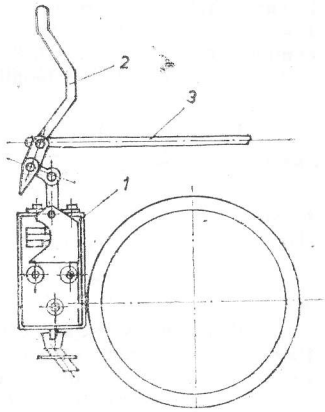


Fig. XXIV.129 Nisipare acționate manual :

*1* — cutia cu nisip; *2* — maneta; *3* — tija de legătură pentru nisiparele celeilalte osii.

în care : $G_l = M_l g$ este greutatea locomotivei, N, unde $M_l$ este masa locomotivei, kg, iar $g$ — accelerația gravitației, m/s² ; $z$ — numărul de vagonete din garnitură ; $G_v$ — greutatea vagonetului, care poate fi plin sau gol, N ; $w$ — rezistența specifică la mișcare pe o linie orizontală dreaptă și cu viteză constantă, pentru care se recomandă valorile din tabelul XXIV. 24 ; $i$ — declivitatea liniei ferate, care se ia cu semnul plus cînd mișcarea se face în rampă (în sus) și cu minus cînd mișcarea se face în pantă (în jos) ;

$w_c$ — rezistența specifică suplimentară în curbe ; $a$ — accelerația garniturii, care se ia cu plus cînd mișcarea este accelerată și cu minus cînd mișcarea este decelerată, m/s².

Rezistența maximă la mișcare $F_{max}$ apare în momentul pornirii cu garnitura de vagonete pline în rampă (în sus) și în curbă, cînd expresia de mai sus capătă forma :

$$F_{max} = [G_l + z(G_0 + G)]\,(w'_p + i + w_c + 0{,}11a_p) \quad [\text{N}],$$

unde : $G_0$ este greutatea proprie a unui vagonet, N ; $G$ — greutatea încărcăturii utile a vagonetului, N ; $a_p \approx 0{,}03 \ldots 0{,}05$ m/s² — accelerația la pornire pentru tractarea cu locomotive ; $w'_p = (1{,}3 \ldots 1{,}8)w_p$ — rezistența specifică la mișcare în momentul pornirii (v. tab. XXIV. 24).

Rezistența la mișcare a trenului pentru mersul în regim $F_r$ se calculează astfel :

— cînd locomotiva tractează garnitura plină în pantă :

$$F_{rp} = [G_l + z(G_0 + G)]\,(w_p - i) \quad [\text{N}] ;$$

— cînd locomotiva tractează garnitura goală în rampă ;

$$F_{rg} = (G_l + zG_0)\,(w_g + i) \quad [\text{N}].$$

Cînd pe traseul de transport declivitatea își schimbă valoarea, în calculul lui $F_{rp}$ și $F_{rg}$ se ia valoarea medie $i_m$ a declivității traseului, care se calculează cu expresia :

$$i_m = \frac{\Delta H}{L} = \frac{i_1 l_1 + i_2 l_2 \ldots + i_n l_n}{\Sigma l},$$

în care : $\Delta H$ este diferența de nivel între punctele celor două capete ale traseului, m ; $L = \Sigma l$ — lungimea totală a traseului, m ; $i_1, i_2 \ldots i_l$ — declivitățile tronsoanelor ce compun traseul ; $l_1, l_2 \ldots l_i$ — lungimile tronsoanelor traseului.

Dacă declivitatea longitudinală a căii ferate este aleasă corect :

$$F_{rp} = F_{rg} = F_r.$$

În acest caz, declivitatea longitudinală a căii ferate este egală cu declivitatea de egală rezistență, care se calculează pornind de la egalitatea :

$$[G_l + z(G_0 + G)]\,(w_p - i_{er}) = (G_l + zG_0)\,(w_g + i_{er}),$$

în care $i_{er}$ este declivitatea (panta) de egală rezistență pentru cazul tracțiunii cu locomotive și pentru care rezultă următoarea relație de calcul :

$$i_{er} = \frac{[G_l + z(G_0 + G)]\,w_p - (G + zG_0)w_g}{2G_l + z(2G_0 + G)}.$$

După cum se va arăta la calculul numărului de vagonete dintr-un tren din condiția de frînare, în unele cazuri, se recomandă ca declivitatea longitudinală a căii ferate să fie mai mică decît cea de egală rezistență, dar în nici un caz invers.

Forța de tracțiune aderentă a locomotivei se calculează cu expresia :

$$F_a = G_l \cdot \mu \quad [\text{N}],$$

în care : $F_a$ este forța de tracțiune aderentă (forța de aderență) a locomotivei, N ; $G_l$ — greutatea aderentă a locomotivei, care este egală cu greutatea locomotivei, întrucît toate roțile sînt motoare, N ; $\mu$ — coeficientul de aderență dintre roți și șine.

În funcție de starea suprafeței șinelor și de abrazivitatea prafului de rocă din atmosfera minieri, coeficientul de aderență are următoarele valori : 0,22—0,25 pentru șine uscate cu nisip pe șine ; 0,18—0,21 pentru șine uscate și curate ; 0,13—0,17 pentru șine ude și curate ; 0,08—0,12 — pentru șine ude și murdare ; 0,18—0,22 pentru șine ude și murdare, dar cu nisip pe șine. Pentru toate aceste cazuri, valorile minime sînt pentru minele de cărbuni, iar cele maxime pentru minele de minereuri.



Forța de frînare a locomotivei se realizează prin apăsarea saboților de frînă pe bandajul roților (sau al tamburului de frînă), sau al plăcuțelor de frînă pe discurile montate pe osiile locomotivei și se calculează cu expresia :

$$B = c_f \frac{D_f}{D_r} f \Sigma T \quad [\text{N}],$$

în care : $B$ este forța de frînare a locomotivei, N ; $f$ — coeficientul de frecare dintre saboții de frînă și bandajul roților sau tamburul de frînă, care are valoarea 0,20—0,22, sau dintre plăcuțe și disc ; $T$ — forța de apăsare a unui sabot sau plăcuță, N ; $\Sigma T = n_s T$, unde $n_s$ este numărul saboților sau plăcuțelor ; $D_r$ — diametrul roților locomotivei, mm ; $D_f$ — diametrul organului de frînă pe care apasă saboții sau plăcuțele de frînă, mm ; $c_f$ — raportul între turația organului de frînă cu diametrul $D_f$ și turația roților locomotivei.

Cînd saboții de frînă apasă pe bandajul roților locomotivei, $D_r = D_f$, iar $c_f = 1$.

Frînarea are loc de obicei cu motoarele decuplate și nu trebuie să conducă la patinarea roților pe șine, de unde rezultă relația :

$$B \leqslant F_a = G_l \mu \quad [\text{N}].$$

Pentru cazul limită, cînd forța maximă de frînare este egală cu forța de aderență a locomotivei, suma forțelor de apăsare a saboților sau plăcuțelor se calculează cu expresia :

$$\Sigma T = \frac{\mu G_l D_r}{f c_f D_f} \quad [\text{N}].$$

Dacă suma forțelor de apăsare $\Sigma T$ este mai mare decît cea care rezultă din expresia dată, roțile locomotivei se blochează, ceea ce duce la alunecarea (patinarea) lor pe șine fără rostogolire.

Cînd locomotivele grele tractează vagonete de capacitate mare și cu viteze mari, iar forța de frînare a locomotivei nu este suficientă pentru a putea frîna pe distanța impusă de normele de protecție a muncii, se includ în garnitură și vagonete de frînă. În acest caz, forța de frînare a trenului este :

$$B \leqslant (G_l + z_f G_{vf})\mu \quad [\text{N}],$$

unde : $z_f$ este numărul vagonetelor de frînă ; $G_{vf}$ — greutatea unui vagonet de frînă, N.

Locomotivele electrice pot fi prevăzute și cu frînă electromagnetică de cale. În acest caz, forța de frînare totală a locomotivei se compune din forța de frînare calculată după metodologia dată, la care se adaugă și forța de frînare $B_e$ dată de frecarea dintre saboții de cale și șine, ce se calculează cu expresia :

$$B_e = nf_s T_e [\text{N}], \text{ iar } B \leqslant (G_l \mu + nf_s T_e) \quad [\text{N}],$$

în care : $n$ este numărul saboților electromagnetici de frînare ; $f_s = 0{,}15 \ldots 0{,}24$ — coeficientul de frecare dintre saboți și șine ; $T_e$ — forța electromagnetică cu care un sabot apasă pe șină, N.

Forța electromagnetică $T_e$ a unui sabot cu lungime de 1 m și care se poate amplasa între roți cu ampatamentul de 1500—1700 mm este de circa 50 kN.

Raportul dintre forța totală maximă de frînare (a locomotivei și vagonetelor de frînă) și greutatea totală a trenului (vagonete plus locomotivă) se numește *forță specifică de frînare*, respectiv :

$$b = \frac{B}{G_l + z_f G_{vf} + zG_c},$$

unde : $G_v = G + G_0$ cînd vagonetele sînt pline și $G_v = G_0$ cînd vagonetele sînt goale.

*Calculul numărului de vagonete din garnitură.* Numărul maxim de vagonete dintr-un tren, corespunzător întregii capacități de tracțiune a locomotivei, se stabilește din condiția de aderență la pornire și din condiția de frînare. Numărul de vagonete stabilit se verifică și din condiția la încălzire a motoarelor în cazul locomotivelor electrice.

1) Stabilirea numărului maxim de vagonete dintr-un tren din condiția de aderență se face pentru momentul pornirii în rampă (în sus) cu trenul plin în punctele de încărcare, cînd rezistența la mișcare a trenului $F$ poate fi cel mult egală cu forța de aderență a locomotivei $F_a$ :

$$F = F_a, \text{ respectiv } [(G_l + z(G + G_0)] (w' + i + 0{,}11\ a_p) = G_l \mu,$$

de unde :

$$z = \frac{G_l}{G + G_0} \left( \frac{\mu}{w' + i + 0{,}11\ a_p} - 1 \right),$$

iar $w'$ se ia pentru cazul manevrei în fața unei guri de rostogol și are valorile din tabelul XXIV. 24 majorate cu 50% pentru minele de cărbuni și cu 80% pentru minele de minereuri ; $\mu$ se ia pentru pornirea cu nisip pe șină și are valorile 0,18—022 pentru minele de cărbuni și 0,22—0,25 pentru minele de minereuri (valorile minime se iau pentru șine ude, iar valorile maxime pentru șine uscate).

2) Stabilirea numărului maxim de vagonete din condiția de frînare, corelat cu viteza de transport, se face pentru cazul cel mai dezavantajos, și anume : cînd se frînează trenul plin ce se deplasează cu viteza de regim în pantă pe linie dreaptă și cu motoarele decuplate, fără a depăși distanța maximă admisă de frînare de 40m (pentru transport de personal 20 m). Din această condiție rezultă egalitatea :

$$[G_l + z(G_0 + G)] (w_p - i - 0{,}11\ a_f) + B = 0$$

Accelerația de frînare poate fi calculată cu expresia :

$$a_f = \frac{v^2}{2(l_f - vt_1)} \text{ [m/s}^2\text{]},$$

în care : $v$ este viteza de regim la cursa plină, m/s ; $l_f$ — distanța maximă admisă de frînare, m ; $t_1$ — timpul de pregătire pentru intrarea frînei în funcțiune, s.

Pentru $t_1$ se pot lua următoarele valori : 3,5 s, cînd frîna este acționată manual ; 2,5 s, cînd este acționată pneumatic ; 1,7 s pentru frînarea reostatică și 0,5 s pentru frînă electromagnetică.

Înlocuind expresiile lui $a$ și a forței maxime de frînare $B$ a locomotivei în egalitatea de mai sus, se obține :

$$z = \frac{G_l}{G_0 + G} \left[ \frac{\mu}{\dfrac{0{,}055\ v^2}{l_f - vt_1} - w_p + i} - 1 \right];$$



pentru $\mu$ se iau valori corespunzătoare șinelor cu nisip, și anume : 0,18—0,22 (valoare medie 0,2) pentru minele de cărbuni și 0,22—0,25 (valoarea medie 0,24) pentru minele de minereuri.

Cînd în garnitură există un număr de vagonete de frînă, $z_f$, atunci :

$$z = \frac{G_l + z_f G_{vf}}{G_0 + G} \left[ \frac{\mu}{\dfrac{0{,}055\ v^2}{l_f - vt_1} - w_p + i} - 1 \right],$$

unde $G_{vf}$ este greutatea unui vagonet de frînă, N.

Numărul necesar de vagonete de frînă, pentru a putea frîna o garnitură dată de vagonete, se calculează cu expresia :

$$z_f = \frac{[z(G_0 + G) + G_l] \left[ \dfrac{0{,}055\ v^2}{l_f - vt_1} - w_p + i \right] - \mu G_l}{G_{vf} \left[ \mu + w_p - i - \dfrac{0{,}055\ v^2}{l_f - vt_1} \right]}$$

Dacă locomotiva are frînă electromagnetică de cale :

$$z = \frac{G_l \mu + n T_e f_s}{(G_0 + G) \left[ \dfrac{0{,}055\ v^2}{l_f - vt_1} - w_p + i \right]} - \frac{G_l}{G_0 + G}$$

Soluția de echipare a vagonetelor de transport cu frîne acționate pneumatic și comandate din cabina locomotivei se folosește numai la vagoane cu capacitate de cel puțin 8 m³.

Numărul de vagonete din tren, rezultat din condiția de frînare, se compară cu cel rezultat din condiția de aderență la pornire și se adoptă cel mai mic.

Cînd frînarea se realizează numai de către locomotivă, a cărei forță maximă de frînare este egală cu cea de aderență, poate apărea situația ca numărul de vagonete rezultat din condiția de frînare să fie mult mai mic decît cel rezultat din condiția de aderență la pornire. În acest caz, pentru a putea crește numărul de vagonete pînă la cel rezultat din condiția de aderență la pornire, se limitează vieza maximă de circulație, astfel încît frînarea să se poată realiza pe distanța maximă admisă. În cazul general al cursei pline și al cursei goale, această viteză se calculează cu expresia :

$$v = \sqrt{2 l_f a_f + (a_f t_1)^2} - a_f t_1 \text{ [m/s]},$$

unde :

$$a_f = \frac{1}{0{,}11} \left[ w \pm i + \frac{\mu G_l}{G + z G_v} \right] \text{[m/s]},$$

iar pentru $i$ se ia semnul minus și $G_v = G + G_0$ cînd trenul este plin și se deplasează în pantă, și semnul plus pentru $i$ și $G_v = G_0$ cînd trenul este gol și se deplasează în rampă. Pentru $w$ se iau valorile corespunzătoare vagonetelor pline și vagonetelor goale.

Rezultă că un tren cu $z$ vagonete, care asigură frînarea pe distanța de siguranță maximă admisă, poate circula la cursa goală în rampă cu o viteză mult mai mare decît la cursa plină în pantă. Din această condiție, pentru datele din practică, viteza la cursa goală poate fi mai mare decît la cursa plină, cu 50—60% (crește cu capacitatea vagonetelor). Acest lucru se poate realiza și la locomotivele diesel, folosind treptele de viteză III și IV, care sînt de mers. Deci, pentru a utiliza întreaga capacitate de frînare a locomotivei la ambele curse, se recomandă ca viteza la cursa goală să fie mai mare decît la cursa plină, ceea ce conduce la creșterea capacității de transport a locomotivei. Cînd viteza rezultată în calcul este mai mare decît cea nominală a locomotivei, iar cea pentru cursa plină este mult mai mică decît cea nominală, se recomandă ca declivitatea căii ferate să fie mai mică decît cea de egală rezistență, în scopul apropierii celor două viteze ca valoare. Se menționează însă că o astfel de măsură are influență redusă în acest sens.

În cazul locomotivelor electrice, viteza la cursa goală poate depăși pe cea nominală, dacă se ține seama că la cursa plină, cînd viteza este mai mică decît cea nominală, motoarele lucrează subîncărcate.

Cînd ambele viteze (de la cursa plină și cea goală) sînt mai mici decît viteza nominală a locomotivei, se recomandă a se studia și varianta micșorării numărului de vagonete din garnitură, în scopul admiterii unor viteze mai mari din condiția de frînare. Această soluție poate conduce la o creștere a capacității de transport a locomotivei, mai ales cînd ponderea timpului de mers din timpul total al cursei este foarte mare.

Rezultă că alegerea corelată a vitezelor și a numărului de vagonete dintr-un tren reprezintă o problemă complexă, care trebuie analizată cu scopul de a utiliza întreaga capacitate a locomotivei din condiția de aderență și de frînare, iar în final de a realiza o capacitate de transport cît mai mare a locomotivei.

Prin folosirea frînelor electromagnetice de cale, viteza maximă a locomotivei din condiția de frînare poate fi crescută cu 15—25%.

Distanța de frînare pentru o garnitură de vagonete și o locomotivă dată, ce circulă cu o anumită viteză $v$, se calculează cu expresia :

$$l_f = vt_1 + \frac{0{,}055\, v^2}{w \pm i + b} \text{ [m]},$$

în care $i$ se ia cu semnul minus, $w = w_p$ și $G_v = G + G_0$ cînd trenul este plin și se deplasează în pantă, iar cînd trenul este gol și se deplasează în rampă se ia semnul plus pentru $i$, $w = w_g$ și $G_v = G_0$.

3) Pentru verificarea la încălzire a motoarelor locomotivelor electrice se ia numărul de vagonete ales din condția de aderență sau de frînare, pentru care se efectuează calculul rezistențelor la mișcare a trenului în mers de regim cu vagonete pline $F_{rp}$ și cu vagonete goale $F_{rg}$, luînd pentru declivitatea căii ferate o valoare medie a traseului. Corespunzător valorilor lui $F_{rp}$ și $F_{rg}$, se ia din curbele caracteristicilor electromecanice ale motoarelor locomotivei valoarea curenților $I_p$ și $I_g$, precum și a vitezei de circulație, cu care se calculează curentul echivalent $I_e$, cu expresia :

$$I_e = \gamma \sqrt{\frac{I_p^2 t_p + I_g^2 t_g}{T_c}} \text{ [A]},$$



în care : $t_p$ este timpul de mers la cursa plină cu curentul absorbit $I_p$, min ; $t_g$ — timpul de mers la cursa goală cu curentul absorbit $I_g$, min ; $T_c$ — timpul total al unei curse, inclusiv timpul de pauze și manevre, min ; $\gamma = 1{,}15 \ldots 1{,}5$ — coeficient ce ține seama de încălzirea suplimentară a motoarelor în timpul manevrelor și pentru care se ia valoarea minimă cînd traseul are lungime mare, peste 2 km, iar ponderea manevrelor este mică, și valoarea maximă cînd ponderea manevrelor este foarte mare, iar traseul nu depășește 1 km.

Constatările practice arată că în timpul manevrelor pentru schimbarea vagonetelor în fața gurii de rostogol cu ajutorul locomotivei, motoarele se încălzesc mai mult decît în timpul mersului pe traseu.

Pentru ca motoarele să nu se supraîncălzească, este necesar ca : $I_e \leqslant I_d$, unde $I_d$ este curentul de durată, care are valoarea egală cu 0,4 — 0,5 din curentul uniorar.

Cînd nu se cunosc curbele caracteristice electromecanice ale motoarelor locomotivei, verificarea aproximativă a încălzirii motoarelor se poate face punînd următoarea condiție :

$$0{,}5\ F_{mo} \geqslant \gamma \sqrt{\frac{F_{rp}^2 t_p + F_{rg}^2 t_g}{T_c}},$$

unde : $F_{mo}$ este forța motoare de tracțiune uniorară a locomotivei, N ; $t_p$ — timpul de mers la cursa plină, min ; $t_g$ — timpul de mers la cursa goală, min.

Dacă condiția la încălzire a motoarelor nu este îndeplinită, se ia un număr mai mic de vagonete în garnitură și se reface calculul.

**Alegerea și exploatarea parcului de locomotive.** Din punctul de vedere al cheltuielilor de energie, dar și al costurilor generale de transport, diferitele tipuri de locmotive de mină ocupă următoarea ordine crescîndă a cheltuielilor : locomotive electrice cu contact, locomotive diesel, locomotive electrice cu acumulatoare, locomotive pneumatice și locomotive inerționale.

Cele mai mici cheltuieli de investiții inițiale le necesită locomotivele diesel, iar cele mai mari, locomotivele pneumatice (care necesită stație de compresoare și rețea pneumatică de înaltă presiune) și locomotivele electrice cu acumulatoare (care necesită stații de transformare, redresare și încărcare a bateriilor). La toate felurile de locomotive ce necesită diferite instalații și stații speciale (de compresoare, de transformare, de redresare, de încărcare, rețea aeriană etc.), cota parte cu care investițiile inițiale afectează costul scade odată cu creșterea volumului de transport.

Cele mai puțin pretențioase la exploatare sînt locomotivele electrice cu contact, iar cele mai pretențioase, care necesită un grad înalt de îngrijire și supraveghere, sînt locomotivele diesel. Locomotivele electrice cu acumulatoare sînt pretențioase în întreținerea bateriilor, iar cele pneumatice, în întreținerea echipamentului de comandă.

Pe baza analizei și a avantajelor și dezavantajelor prezentate la fiecare categorie, de locomotive, se pot face următoarele recomandări generale asupra alegerii locomotivelor de mină în funcție de diferitele condiții de exploatare.

Pe galeriile pe care nu există pericol de explozii de gaz metan și praf de cărbune respectiv pe galeriile minelor negrizutoase sau pe galeriile cu grad de periculozitate „a" ale minelor grizutoase (conținutul maxim de metan în atmosfera galeriei este de 0,5% în curentul principal de aer proaspăt aflat sub depresiunea generală a minei fără suflători de metan în apropiere și unde este exclusă acumularea de metan), se recomandă folosirea locomotivelor electrice cu contact sau a locomotivelor diesel în construcție normală.

Locomotivele electrice cu contact se preferă întotdeauna cînd înălțimea galeriei este suficientă pentru montarea firului aerian și cînd intensitatea și volumul de transport sînt relativ mari și justifică cheltuielile de investiție pentru rețeaua aeriană.

Cînd în continuarea galeriilor pentru care se justifică locomotivele diesel în construcție normală urmează galerii cu pericol de explozii de gaz metan și praf de cărbune, dar condițiile de aeraj sînt bune, se recomandă ca pentru omogenitate și comoditate în exploatare să se folosească locomotivele diesel în construcție antigrizutoasă pe toate galeriile (inclusiv pe cele fără pericol de explozii de gaz metan și praf de cărbune).

Locomotivele electrice cu acumulatoare pot fi folosite pe galerii fără pericol de explozii de gaz metan și praf de cărbune, numai cînd înălțimea galeriei și volumul redus de transport nu justifică folosirea locomotivelor electrice cu contact, iar condițiile grele de aeraj nu permit folosirea de locomotive diesel.

Pe galeriile pe care există pericol de explozii de gaz metan și praf de cărbune se recomandă a se folosi locomotivele electrice cu acumulatoare în construcție antigrizutoasă cu protecție specială, atunci cînd condițiile de aeraj sînt dificile, iar locomotivele diesel în construcție antigrizutoasă atunci cînd condițiile de aeraj sînt foarte ușoare sau cînd durata de funcționare este mică și nu justifică cheltuielile pentru stațiile de transformare, redresare și încărcare.

În minele de categoria a V-a, cu erupții de gaz metan și material mărunt, pot fi folosite locomotive electrice cu acumulatoare în construcție antigrizutoasă cu protecție specială, dar numai în curentul de aer proaspăt. Cînd condițiile pentru folosirea locomotivelor electrice cu acumulatoare în construcție antigrizutoasă nu sînt îndeplinite, pot fi folosite locomotive pneumatice.

În general, se constată tendința de creștere continuă a capacității vagonetelor și greutății locomotivelor, odată cu creșterea producției minelor, a distanțelor de transport și profilului galeriilor. Pentru transportul pe galeriile principale la noile mine, se recomandă ca locomotivele să aibă masa indicată în tabelul XXIV. 29. Prin creșterea capacității vagonetelor și masei locomotivei, se reduce numărul de trenuri în mișcare și intensitatea de transport, se simplifică organizarea, crește productivitatea muncii și se reduce parcul de vagonete și de locomotive. Locomotivele cu masă sub 7 t pot fi folosite numai pentru transport secundar.

*Tabelul XXIV.29*

**Masa recomandată pentru locomotive, corelată cu încărcătura utilă a vagonetelor, în funcție de producția anuală a minei**

| Producția anuală a minei [milioane t/an] | Încărcătura utilă a vagonetului [t] *) | Masa locomotivei [t] |
|---|---|---|
| 0,5 | 1,5—3 | 7—8 |
| 0,5—1 | 2—5 | 10 |
| 1—3 | 4—10 | 14 |
| >3 | >10 | 28 |

*) Valorile minime corespund rocilor ușoare (cărbune), iar valorile maxime rocilor grele (minereuri grele).



Conform normelor de protecție a muncii, vitezele de circulație ale trenurilor se aprobă de conducătorul unității, în funcție de starea traseului și materialului rulant, dar viteza maximă nu va depăși 24 km/h. Durata medie a unei curse complete este:

$$T_c = T_m + T_p = 60\,\frac{2L}{v_m} + T_p \text{ [min]},$$

unde: $T_m$ este timpul de mers, min; $T_p$ — timpul de pauze și manevre la capetele traseului, min; $L$ — lungimea traseului, km; $v_m$ — viteza medie cu care se parcurge traseul, km/h, care reprezintă circa 0,75 din viteza de regim datorită timpilor de pornire, oprire și circulație cu viteză redusă în unele porțiuni de cale (curbe, macaze etc.) și se calculează cu expresia:

$$v_m \approx 0{,}75\,\frac{v_p + v_g}{2} \text{ [km/h]},$$

în care $v_p$ și $v_g$ sînt vitezele de regim la cursa plină și goală, km/h.

Cînd se transportă din mai multe puncte, timpul mediu al unei curse $T_{mc}$ se calculează introducînd în expresia lui $T_c$ lungimea medie ponderată a traseelor $L_m$, care se stabilește cu formula:

$$L_m = \frac{L_1A_1 + L_2A_2 \ldots + L_nA_n}{A_1 + A_2 + \ldots + A_n} \text{ [km]},$$

în care $A_1, A_2, \ldots, A_n$ sînt producțiile punctelor din care se face transportul și care se află la distanțele $L_1, L_2 \ldots L_n$.

Pentru $T_p$ se iau valori între 30 și 60 min. Valoarea minimă se ia cînd locomotiva nu se folosește la manevre pentru schimbarea vagonetelor în fața gurii de rostogol și în culbutor, iar cînd se folosește și pentru aceste operații se ia valoarea maximă. În calculul de detaliu al lui $T_p$ se pot lua 0,5—0,6 min pentru culbutarea unui vagonet, iar pentru încărcarea și schimbarea în fața gurii de rostogol 1 min, cînd vagonetul are 1 m³, și 2 min, cînd are 4 m³.

Pentru stabilirea parcului de locomotive este necesar a se calcula mai întîi numărul de curse pentru satisfacerea tuturor transporturilor și numărul de curse ce le poate face o locomotivă pe schimb, pentru fiecare orizont de transport.

Numărul total necesar de curse pe schimb $n_t$, pentru satisfacerea transporturilor la un orizont, este:

$$n_t = n_u + n_s + n_p,$$

unde: $n_u = \dfrac{k_n A_s}{zG}$ este numărul de curse pentru util ($A_s$ este producția pe schimb ce trebuie transportată la orizontul respectiv, t, iar $k_n = 1{,}25 \ldots 1{,}50$ — coeficient de neuniformitate a producției; neuniformitatea producției abatajelor este mai mare, însă este atenuată de posibilitățile de garare în punctele de încărcare); $n_s \approx 0{,}1\ n_u$ — numărul de curse pentru transportul sterilului; $n_p$ — numărul de curse pentru personal.

Numărul de curse pe care le poate face o locomotivă pe schimb la orizontul respectiv, $n_l$, este :

$$n_l = \frac{60\,T}{T_{me}},$$

unde : $T$ este timpul cît lucrează o locomotivă într-un schimb și care este cu 0,5—1 oră mai mic decît durata schimbului, ore ; $T_{me}$ — timpul mediu al unei curse, min.

Numărul necesar de locomotive în funcțiune la orizontul respectiv $z_{lf}$ este :

$$z_{lf} = \frac{n_t}{n_l}.$$

Numărul de locomotive în funcțiune pe întreaga mină este suma locomotivelor în funcțiune de la toate orizonturile, respectiv $\Sigma z_{lf}$.

Numărul de locomotive de rezervă, $z_{lr}$, se recomandă a se stabili după următoarele prescripții : $z_{lr} = 1$ cînd $\Sigma z_{lf} < 3$ ; $z_{lr} = 2$ cînd $\Sigma z_{lf} = 4 \ldots 7$ ; $z_{lr} = 3$ cînd $\Sigma z_{lf} = 8 \ldots 13$ și $z_{lr} = 4$ cînd $\Sigma z_{lf} \geqslant 14$. Cînd $z_{lr} > 1$, cel puțin jumătate din acestea trebuie să fie în stare de intrare în funcțiune, iar restul în revizii și reparații.

În scopul reducerii numărului de trenuri în mișcare se recomandă împerecherea mai multor locomotive (în tandem) comandate de un singur mașinist, sau cu una în fața trenului și a doua în spate.

Folosirea vagonetelor autodescărcătoare, fără a dezmembra garnitura și fără decuplarea locomotivei sau folosirea trenurilor secționare cu o schemă de transport inelară sau cu bucle (fig. XXIV. 130), elimină manevrele și simplifică circulația, mecanizarea punctelor de încărcare și tehnologia de descărcare. Rostogoalele trebuie să aibă capacitate mare de însilozare pentru a asigura independență cît mai mare între verigile de transport cu care se leagă. Toate acestea creează condiții pentru o dispecerizare și automatizare complexă, inclusiv pentru conducerea locomotivelor fără mecanic. Din acest punct de vedere, cel mai bine corespund locomotivele electrice cu comandă tiristorizată, care au frîne electromagnetice normal închise ce se aplică cînd se întrerupe alimentarea locomotivei cu energie. Locomotivele cu comandă automată fără mecanic trebuie să emită continuu semnale întrerupte și să permită trecerea la comanda de către mecanic cînd se transportă persoane.

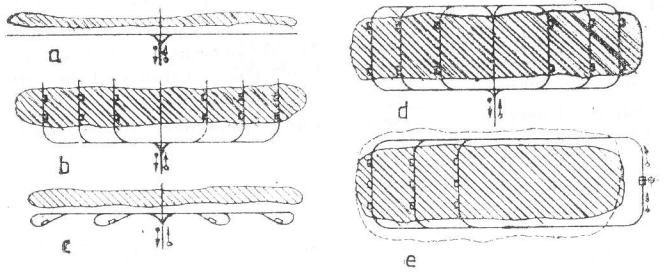



Fig. XXIV.130. Scheme principale de transport pe cale ferată la minele de minereuri :

*a* — cu manevre în fund de sac; *b* — cu ramificații și manevre în fund de sac; *c* — cu bucle în punctele de încărcare; *d* și *e* — inelare.



Aparatura de centralizare permite dispecerului urmărirea întregului sistem de transport pe un ecran pe care apare permanent poziția semafoarelor și locul trenurilor. Indicarea locului trenurilor se face cu traductoare magnetice montate pe traverse și avînd pe fiecare locomotivă un magnet permanent. Traductoarele de cale mai pot fi de tip pedală de cale, electrocontact de cale, traductor inductiv și magnetic, fototraductor și fotoreleu, traductor radioactiv cu releu gama-electronic, traductor cu ultrasunete etc.

Comanda macazelor și semafoarelor se realizează centralizat, însă macazele și semafoarele sînt blocate între ele, în așa fel încît să elimine posibilitatea schimbării macazului sub tren sau cînd linia este ocupată.

Sistemele cele mai moderne folosesc calculatoare pentru comanda circulației. Informațiile despre ocuparea căii, a poziției macazelor și semafoarelor sînt transmise atît la ecranul dispecerului, cît și calculatorului. Calculatorul alege traseul optim și apoi stabilește programul și comandă automat mișcarea pe întregul traseu în deplină siguranță a fiecărui tren.

Descărcarea se realizează din mers automat sau comandată de un operator de sistem.

În punctele de încărcare se recomandă să fie cîte un operator, întrucît pot apărea negabariți sau să se înfunde rostogolul dacă materialul este umed. Cînd sînt excluse astfel de fenomene, încărcarea poate fi comandată centralizat de la distanță de către un operator, care urmărește punctele de încărcare prin televiziune cu circuit închis.

Prin introducerea comenzii automate complexe cu ajutorul calculatorului, productivitatea muncii crește de 4—5 ori la transportul pe cale ferată, iar numărul necesar de locomotive în funcțiune se reduce la jumătate.

## 6.5. TRANSPORTUL PE CALE FERATĂ ÎN CARIERE

Transportul pe cale ferată este aproape complet exclus din noile cariere de cărbuni, unde sînt generalizate transportoarele cu bandă.

Datorită manevrelor greoaie (cu raze de curbură mari și linii de manevră și garare cu lungime mare) și pentru faptul că declivitatea căii ferate nu depășește $40‰$, transportul pe cale ferată în interiorul carierelor de minereuri se întîlnește pe scară tot mai redusă, fiind concurat de transportul auto. Pentru aceste motive, transportul integral pe cale ferată în noile cariere de minereuri se întîlnește numai în cazul carierelor cu producții mari și intensitate mare de transport, cu adîncime pînă la medie și cu deschidere mare (ce nu reclamă căi de transport cu declivitate mare), cu platforme mari de manevră și garare, cu formă relativ regulată a zăcămîntului și cu trasee lungi de transport (peste 3—4 km), iar în fronturile de lucru nu este necesară o exploatare selectivă.

Transportul pe cale ferată se întîlnește și combinat cu transportul auto (v. transportul auto).

Căile ferate din cariere sînt *staționare* sau *nestaționare* (din fronturile de lucru sau de pe hălzi). La căile ferate staționare, infrastructura este formată din terasament (fig. XXIV. 131). Partea superioară a terasamentului, pe care se așază suprastructura, se numește *platformă*. Platforma trebuie să aibă pante transversale pentru scurgerea apei în ambele părți, de 4% (în curbe panta poate fi într-o singură parte). La căile ferate nestaționare, infrastructura o formează vatra sau culcușul stratului descoperit neamenajat.

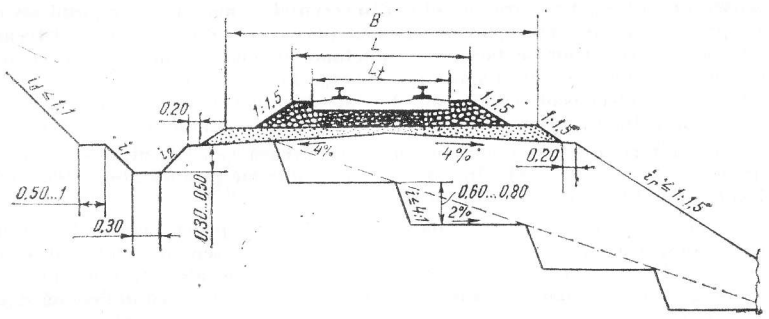



Fig. XXIV.131. Exemplu de profil transversal cu structura și elementele geometrice ale căii ferate, care au valori conform STAS 4067-84 :

$L$ — lățimea platformei de balastare; $B$ — lățimea platformei; $L_t$ — lungimea traversei.

Toate liniile staționare au balast, iar cele nestaționare numai rareori, cînd roca din culcuș este foarte slabă și nu poate prelua direct presiunea traverselor.

Traversele din lemn sînt impregnate cu substanțe antiseptice (creozot, clorură de zinc etc.). Traversele din beton armat au aceeași construcție ca cele folosite la calea ferată normală. La liniile nestaționare, legătura intermediară preia eforturi mari de scoatere a traverselor din terasament. În acest caz, legătura se recomandă să se facă cu șuruburi, ca în fig. XXIV. 132.

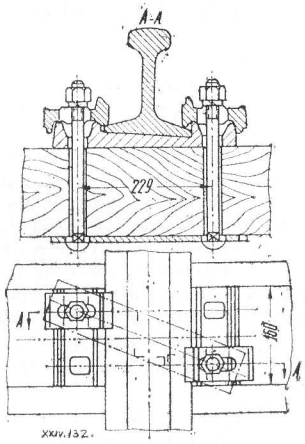



Fig. XXIV.132. Legătură intermediară cu șuruburi cu piuliță.

Legăturile de joantă se execută cu eclise. Cînd tracțiunea se face cu locomotive electrice cu troleu, se folosesc și legături de joantă de izolare, cu eclise din lemn sau din material plastic.



Mai frecvent se folosește ecartamentul normal de 1435 mm cu șine de 38—50 kg/m. Pe porțiunile drepte se admit următoarele abateri de la ecartament : + 6 și — 2 mm pentru ecartament de 1435 mm și +4 și —2 pentru ecartament de 750 mm. Tot pe porțiunile drepte se admit denivelări între cele două șine, de 4 mm pentru ecartament normal și de 3 mm pentru ecartament îngust, iar la liniile nestaționare pînă la 20 mm.

Razele de curbură trebuie să fie mai mari decît razele minime de curbură în care se înscrie materialul rulant. Pentru linii staționare cu ecartament normal, razele de curbură nu sînt mai mici de 200 m.

Calculul suprainălțimii șinei exterioare se face ca și în subteran. La valori mici, suprainălțarea se realizează prin introducerea de balast sub șina exterioară, iar la valori mari se dă înclinare platformei de bază a terasamentului. La liniile nestaționare nu se execută suprainălțarea șinei exterioare.

Marca schimbătoarelor de cale ferată pentru ecartament normal este de cel puțin 1/9, iar în cazuri excepționale 1/7.

Traseul căii ferate este axa căii în spațiu. Planul căii este proiecția traseului în plan orizontal, iar profilul căii este proiecția în plan vertical a traseului. Declivitatea maximă a profilului, numită și *declivitate conducătoare* nu depășește $40^0/_{00}$, iar în curbe este cu $2—3^0/_{00}$ mai mică.

Mutarea liniilor ferate nestaționare se face cu desfacerea legăturilor de joantă și fără desfacerea legăturilor de joantă (prin ripare). Mutarea cu desfacerea legăturilor de joantă este cea mai larg utilizată, iar pentru mutarea panourilor se folosesc macarale (fig. XXIV. 133). Timpul mutării unui panou cu lungime de 12,5 m , la distanță de 12—14 m, este de 10—15 min. Mutarea liniei prin ripare (fără desfacerea legăturilor de joantă) se face cu instalații speciale și are dezavantajul că se realizează cu pas mic, de 0,25—0,35 m. Aceasta necesită multe mutări pînă la realizarea pasului total, ceea ce are efect negativ asupra legăturilor șinelor la traverse.

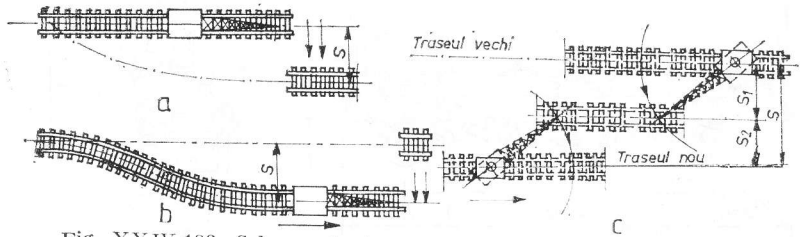



Fig. XXIV.133. Scheme de lucru pentru mutarea liniei ferate :

*a* și *b* — cu o macara; *c* — cu două macarale.

Vagoanele pentru transportul substanței minerale utile pot fi cu descărcare laterală, în afara șinelor, denumite *gondole* fig. XXIV. 134, *a*, sau cu descărcare pe la fund între șine, *hoppere* fig. XXIV. 134, *b*. Gondolele au încărcătură utilă între 60 și 125 t și se folosesc pentru transportul substanței minerale utile atît în carieră, cît și pînă la beneficiar pe orice distanță. Hopperele au încărcătură utilă între 25 și 65 t și se folosesc îndeosebi pentru transportul în carieră sau pînă la beneficiar pe distanțe mici dar și pentru transportul balastului.

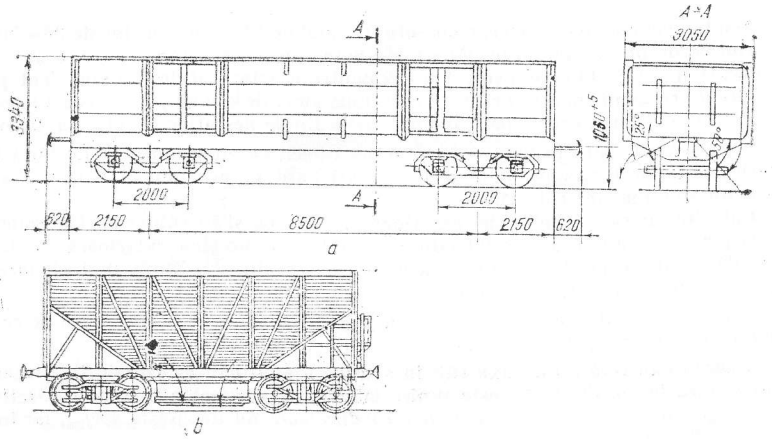



Fig. XXIV.134. Vagoane pentru transportul substanței minerale utile :
*a* — tip gondolă de 60 t (72 m³) de fabricație românească; *b* — tip hopper.

Vagoanele pentru descopertă,denumite și *dumpcare*, au cutia basculantă cu descărcare laterală pe o singură parte, cînd peretele se deschide prin rabatare cu îndepărtare în sus (fig. XXIV. 135, *a*), sau basculantă cu posibilități de descărcare pe ambele părți, cînd pereții se deschid prin rabatare în jos (fig. XXIV. 135, *b*). Ele au încărcătură utilă

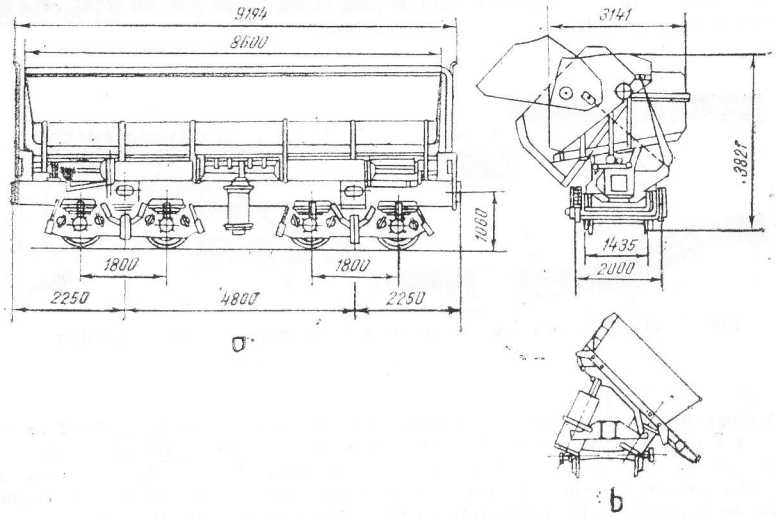



Fig. XXIV.135. Vagoane pentru descopertă (dumpcare) :
*a* — de 80 t (40 m³) fabricat la Întreprinderea de Vagoane Arad; *b* — de fabricație sovietică.



pînă la 180 t, iar bascularea cutiei se face cu cilindri pneumatici alimentați de la un compresor montat pe locomotivă.

Locomotivele folosite în cariere sînt electrice cu contact, electrice cu contact combinate cu diesel-electrice, diesel-electrice și diesel. Locomotivele cu contact sînt cel mai larg folosite.

În carierele mici, cu ecartament îngust pînă la 760 mm, se poate folosi locomotiva de mină cu troleu, LMT—14.

Locomotivele electrice destinate special pentru cariere sînt formate din două sau trei secții, atunci cînd au mai mult de patru osii (fig. XXIV. 136), pentru a se putea înscrie ușor în curbe cu rază de 80—100 m.

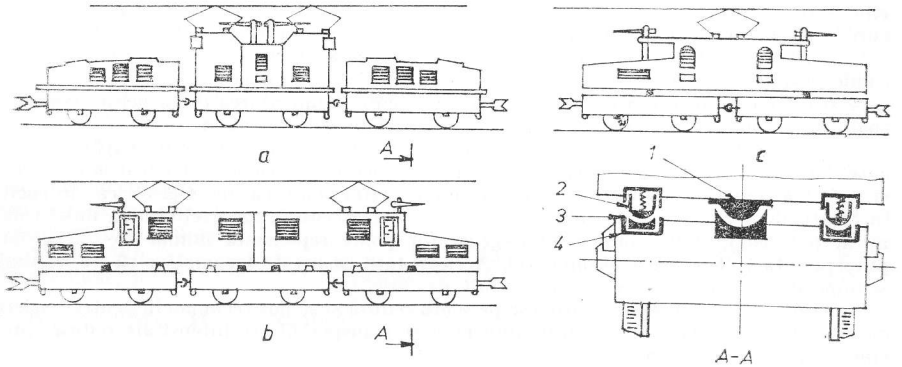



Fig. XXIV.136. Scheme de componență a locomotivelor electrice pentru cariere :
*a* — cu trei secții; *b* — cu două secții; *c* — cu o secție (boghiurile pot să fie sau să nu fie legate între ele); *1* — sprijin central; *2* — sprijin lateral; *3* — glisor; *4* — ghidaje.

Pentru ecartament normal, în Cehoslovacia se fabrică trei tipuri de locomotive electrice destinate carierelor, și anume : EL—2, EL—1 și 26 EL. Transmisia de la motor la osie poate fi pe o parte sau pe ambele părți ale motorului (fig. XXIV. 137). Suspendarea motorului se face elastic, analog ca la locomotivele din subteran.

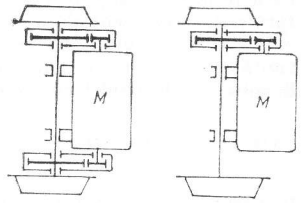



Fig. XXIV.137. Scheme de așezare a motoarelor și transmisiilor.

Aceste locomotive au întotdeauna instalație pneumatică pentru acționarea contactoarelor electrice, frînelor locomotivei și vagoanelor, descărcării vagoanelor, nisiparelor, echipamentelor de comandă și semnalizare etc.

În cariere foarte mari, pe liniile principale pot fi folosite locomotive electrice destinate transportului feroviar, cum este locomotiva ce se fabrică în uzinele „Electroputere" Craiova, care are putere de 5100 kW și este alimentată cu curent alternativ monofazat la 25 kV și 50 Hz.

În carierele adînci (peste 80—100 m), se folosesc și *dumpcare-moloare*, care au la fiecare osie cîte un motor electric și care se amplasează la anumite intervale între celelalte vagoane, iar alimentarea și comanda lor se fac de pe locomotivă. O astfel de combinație denumită și *agregat de tracțiune*, conduce la creșterea greutății aderente pînă la 3600 kN și a puterii instalate pînă la 6500 kW, ceea ce permite creșterea declivității căii ferate pînă la 80‰.

Rețeaua aeriană de alimentare are tensiunea de 550—3000 V (mai frecvent 1500 V) cînd este de curent continuu și ajunge la 25 kV (mai frecvent 10 kV) cînd este de curent alternativ monofazat. În al doilea caz, redresarea se face pe locomotivă.

Conductoarele folosite pentru rețeaua aeriană au secțiune de 85—100 mm². Pe liniile nestaționare din front conductorul se montează lateral pe stîlpi ce se pot muta ușor și între care distanța nu depășește 15 m. Pentru alimentarea de la aceste conductoare, locomotiva are pe ambele părți colectoare laterale în consolă.

Locomotivele electrice cu contact combinate cu diesel-electrice au căpătat utilizare datorită marelui avantaj că elimină rețeaua electrică aeriană în fronturile de lucru și la haldă, unde locomotiva lucrează pe liniile nestaționare ca diesel-electrică. Întrucît în fronturile de lucru și la haldă se circulă cu viteză redusă, iar declivitatea liniei este mică, puterea grupului motor diesel-generator poate reprezenta numai 25—35% din puterea totală electrică a locomotivei. Aceasta face ca aceste locomotive să nu fie mai scumpe decît cele electrice, cu mai mult de 25%.

Locomotivele diesel se întîlnesc pe scară redusă și se pot recomanda pentru cariere cu adîncime mică, cu ramificații de linii pe care transportul are intensitate redusă, precum și pentru manevre.

Locomotivele diesel pot avea unul sau două motoare, iar transmisia lor poate fi: *mecanică*, cînd puterea locomotivei este mică, pînă la 450 kW; *hidraulică* (cu transformator hidraulic), cînd puterea poate ajunge pînă la 1100 kW; *electrică*, cînd puterea poate ajunge pînă la 2940 kW. În tabelul XXIV. 30 sînt prezentate caracteristicile locomotivelor de fabricație românească. Din totalul investițiilor inițiale, locomotivele electrice reprezintă circa 28—30% și stațiile cu rețeaua electrică circa 10%, iar locomotivele diesel circa 40%. Restul investițiilor sînt: circa 35% pentru construcția căilor ferate, 16—20% pentru parcul de vagoane și 5—10% pentru depouri.

Calculul tracțiunii cu locomotive în cariere este în general același ca cel prezentat pentru subteran. Față de condițiile din subteran, tracțiunea cu locomotive în cariere se caracterizează prin faptul că liniile de pe tranșee au declivitate mare, care trebuie învinsă fără reducerea esențială a vitezei, iar toate vagoanele sînt echipate cu frîne.

Calculul greutății garniturii pline se face din condiția circulației cu viteză constantă pe linia cu declivitate conducătoare (maximă) în rampă. În acest caz, rezistențele la mișcare ale unui tren, care are și vagoane-motoare, se calculează cu expresia:

$$F < [G_l + z_m(G_m + G_{om})]\,(w' + i_c) + Q_p(w'' + i_c) \qquad [\mathrm{N}]$$

în care: $G_l$ este greutatea locomotivei, N; $z_m$ — numărul vagoanelor-motoare; $G_m$ — greutatea încărcăturii unui vagon-motor, N; $G_{om}$ — greutatea proprie a unui vagon-motor, N; $w'$ — rezistența specifică la mișcare a locomotivei și vagoanelor-motoare; $i_c$ — declivitatea conducătoare a liniei; $Q_p = z(G + G_0)$ [N] — greutatea totală a garniturii de vagoane încărcate( în care $z$ este numărul vagoanelor: $G$ — greutatea încărcăturii unui vagon, N; $G_0$ — greutatea proprie a unui vagon, N); $w''$ — rezistența specifică la mișcare a vagoanelor.



*Tabelul XXIV.30*

**Caracteristicile principale ale locomotivelor diesel de fabricație românească**

| Tipul locomotivei | 060-DA 060-DA1 | 040-DHA | 040-DHA | 040-DHB | 040 DHC |
|---|---|---|---|---|---|
| Uzina constructoare | Electro-putere | 23 August | 23 August | 23 August | 23 August |
| Transmisia *) | E | H | H | H | H |
| Puterea, kW | 1690 | 930 | 330 | 514 | 918 |
| Tipul motorului | 12LDA28 | MB836Bb | MB836Bb | MB820Bb | 6LDA 28-B |
| Masa în serviciu, t | 116,4 | 28 (32) | 45 | 48 | 70 |
| Greutatea aderentă, kN | 1164 | 270 (310) | 440 | 470 | 680 |
| Greutatea pe osie, kN | 194 | 70 | 112,5 | 120 | 175 |
| Forța maximă de tracțiune, kN | 320 | 93 | 146 | 158 | 230 |
| Forța uniorară, kN | 225 | — | — | — | — |
| Viteza maximă, km/h | 100 | 45 | 66 | 78 | 110 |
| Consumul de combustibil, g/kWh | — | 235 | 235 | 235 | 225 |
| Ecartament, mm | 1435 | 760 | 1435 | 1435 | 1435 |

*) E — electrică; H — hidraulică.

Rezistența specifică la mișcare a vagoanelor se poate stabili cu următoarele expresii:

— pentru căi ferate staționare: $w'' = 0{,}7 + \dfrac{12 + 0{,}3\,v}{0{,}25\,M_v}$ [N/kN];

— pentru căi ferate nestaționare: $w'' = 1{,}1 + \dfrac{15 + 0{,}4\,v}{0{,}25\,M_v}$ [N/kN];

în care $v$ este viteza, km/h; $M_v$ — masa vagonului (încărcat sau gol), t.

În practică, viteza este de 25—30 km/h pe liniile staționare și de 15—20 km/h pe liniile nestaționare.

Rezistența specifică la mișcare a locomotivei și vagoanelor-motoare se calculează cu formulele din tabelul XXIV. 31.

Forța de tracțiune din condiția de aderență a locomotivei și vagoanelor motoare se stabilește cu expresia:

$$F_l = [G_l + z_m(G_m + G_{om})]\mu \qquad [\mathrm{N}],$$

în care $\mu$ este coeficientul de aderență care are valorile 0,20—0,22 pentru mers și 0,26—0,28 pentru momentul pornirii.

*Tabelul XXIV.31*

**Formule pentru calculul rezistenței specifice la mișcareea locomotivelor și vagoanelor motoare $w'$ [N/kN], în care viteza, $v$, este în km/h.**

| Felul căii ferate | Cînd se află sub tensiune | Cînd nu se află subtensiune |
|---|---|---|
| Căi staționare | $w' = 1,5 + 0,0014v$ | $w' = 4,18 + 0,0014v$ |
| Căi nestaționare cu balast | $w' = 2,4 + 0,003\ v$ | $w' = 5,15 + 0,003v$ |
| Căi nestaționare fără balast | $w' = 3,5 + 0,027\ v$ | $w' = 6,18 + 0,027\ v$ |

Greutatea garniturii pline din condiția de aderență, cînd $F = F_l$, se calculează cu expresia :

$$Q_p = \frac{(\mu - w' - i_c)[G_l + z_m(G_m + G_{om})]}{w'' + i_c} \text{ [N]},$$

iar numărul vagoanelor $z = \dfrac{Q_p}{G + G_0}$

Greutatea garniturii din condiția de încălzire a motoarelor se calculează ca și la transportul cu locomotive în subteran, folosind caracteristica de tracțiune a locomotivei. Cînd lipsește caracteristica de tracțiune a locomotivei, se folosește caracteristica universală de tracțiune a locomotivelor electrice pentru cariere (fig. XXIV. 138) în care mărimii 100 % îi corespund valorile uniorare ale curentului, vitezei și forței de tracțiune. Este suficient a se cunoaște valorile uniorare ale forței de tracțiune, ale vitezei și ale curentului din tabelul cu caracteristici tehnice ale tipului respectiv de locomotivă, care să fie luate ca 100 %, pentru a putea apoi găsi celelalte valori ale acestor mărimi în procente, pe cele două axe de coordonate.

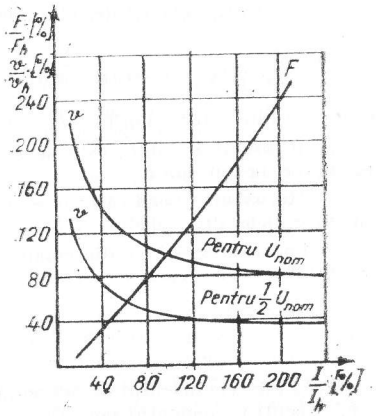



Fig. XXIV.138. Caracteristica universală de tracțiune a locomotivelor electrice pentru cariere :

$F$ — forța de tracțiune ; $I_h$ — curentul uniorar ; $U_{nom}$ — tensiunea nominală ; $v$ — viteza ; $v_h$ — viteza uniorară.



Greutatea garniturii din condiția de frînare nu se calculează, întrucît toate vagoanele au frîne ; se face doar verificarea distanței de frînare, care trebuie să fie mai mică de 300 m.

Distanța de frînare $l_f$ se calculează cu aceeași formulă folosită la transportul subteran, și anume :

$$l_f = vt_1 + \frac{0,055\ v^2}{w \pm i + b} \text{ [m]},$$

unde : $v$ este viteza cu care se circulă, m/s ; $t_1 \approx 7$ s — timpul de pregătirea pentru intrarea frînelor în funcțiune ; $w$ — rezistența medie specifică la mișcare a trenului ; $i$ — declivitatea liniei ; $b$ — forța specifică de frînare.

Rezistența medie specifică la mișcare, $w$, pentru trenul plin se calculează cu expresia :

$$w = \frac{[G_l + z_m(G_m + G_{om})]\ w' + Q_p w''}{G_l + z_m(G_m + G_{om}) + Q_p}$$

Analog se calculează $w$ și pentru trenul gol. Forța specifică de frînare $b = \dfrac{B}{Q_t}$, unde : $Q_t$ este greutatea totală a trenului (locomotivă plus vagoane), care poate fi plin sau gol ; $B$ — forța de frînare.

Forța de frînare se calculează cu expresia :

$$B = f(\Sigma T_l + \Sigma T_v) \quad \text{[N]}.$$

în care : $f$ este coeficientul de frecare dintre saboți și bandajul roților ; $T_l$ — forța de apăsare a unui sabot al frînei locomotivei, N ; $T_v$ — forța de apăsare a unui sabot al frînei vagoanelor.

Coeficientul de frecare se calculează cu următoarele formule empirice :

— pentru saboți din fontă :

$$f = 0,6\ \frac{160\ T + 100}{800\ T + 100} \cdot \frac{v + 100}{5v + 100} ;$$

— pentru saboți din compoziție (materiale plastice) :

$$f = 0,44\ \frac{10\ T + 20}{40\ T + 20} \cdot \frac{v + 150}{2v + 150},$$

în care : $v$ este viteza, km/h ; $T$ — forța de apăsare a unui sabot.

Forța maximă de frînare a unei roți este limitată de forța de aderență a roții pe șine. Întrucît forța de aderență este mai mare cînd vagoanele sînt pline și mai mică cînd sînt goale, rezultă că și forța de apăsare $T$ a saboților se realizează pentru două regimuri : pentru trenul plin și pentru trenul gol.

## 6.6. TRACTAREA CU CABLURI PE CALE FERATĂ

Tractarea cu cabluri pe cale ferată se întîlnește în subteran, la suprafața minei și n cariere (pe plane înclinate). În cazul planelor înclinate pînă la 35°, transportul se poate face cu vagonete, iar la înclinări mai mari vagonetele se transportă pe platforme speciale orizontale) sau se folosesc schipuri. Aceste instalații se împart în două grupe : *cu cabluri cu cap* (fig. XXIV. 139, *a—g*) și *cu cablu fără sfîrșit* (fig. XXIV. 139, *h*).

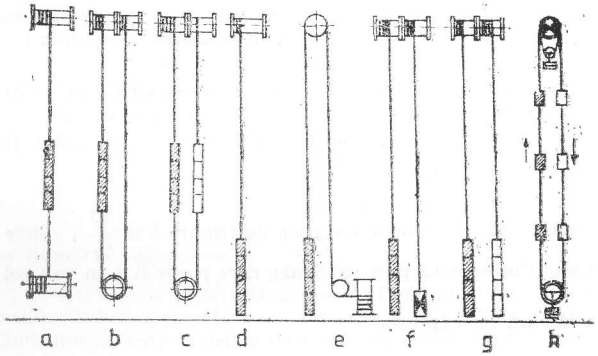



Fig. XXIV.139. Scheme ale instalațiilor de tractare cu cabluri.

Pentru tractarea pe galerii se folosesc schemele *a—d*, iar pe plane înclinate, cu înclinare peste 5—6°, cînd vagonetele se deplasează în jos datorită forței gravitaționale, se folosesc schemele *d—g*. Schema *e* se folosește cînd troliul nu poate fi montat la capătul superior al planului înclinat, cum este cazul haldelor conice de steril. Schema *f* este cu contragreutate. Instalațiile cu cablu fără sfîrșit pot fi folosite atît pe galerii cît și pe planuri înclinate. Ele au viteza limitată la 0,6—1,0 m/s, impusă de posibilitatea cuplării și decuplării vagonetelor în mers.

Schemele de transport folosite în practică în cazul tracțiunii cu cabluri sînt foarte variate, ele depizînd atît de schema instalației, cît și de condițiile de zăcămînt, schema de deschidere etc. În fig. XXIV. 140 sînt prezentate cîteva scheme de transport.

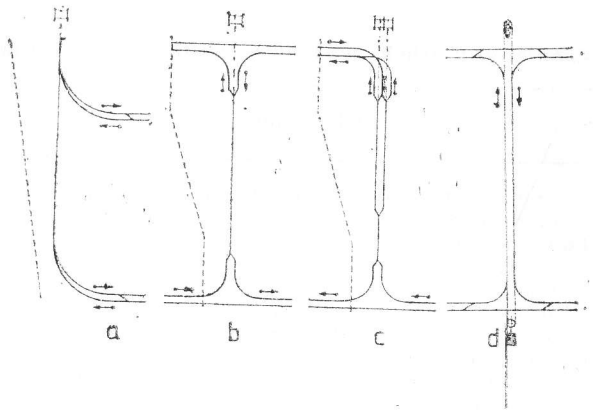
Curbele de racordare a galeriilor secundare cu galeria sau planul înclinat pe care transportul se face cu cablu fără sfîrșit au pante automotoare, pentru introducerea și scoaterea ușoară a vagonetelor din circuit.

Cablurile folosite sînt compuse duble cu inimă vegetală îmbibată cu unsoare. Toroanele cablurilor au construcție combinată tip SIL sin grupa Compound. Cablurile cu cablare paralelă, se folosesc la instalațiile la care capul cablului nu se dezleagă de la vasul de transport (cum este în cazul folosirii schipurilor sau platformelor) sau la instalațiile cu cablu fără sfîrșit. Cablurile cu cablare în cruce nu au o distribuire a eforturilor între sîrme atît de uniformă ca cele cu împletire paralelă, în schimb nu se desrăsucesc în timpul exploatării.

Sîrmele cablurilor folosite la transportul pe cale ferată cu tracțiune cu trolii se execută de obicei din oțel cu rezistență la rupere de 1400—1800 N/mm², rareori pînă la 2000 N/mm². Se recomandă ca raportul dintre diametrul organului de înfășurare $D$ și diametrul cablului $d$ sau diametrul maxim al sîrmelor $\delta$ să nu fie sub anumite limite



Fig. XXIV.140. Scheme de transport cu tracțiune cu cabluri.




și anume : $\frac{D}{d} \geqslant 60$ pentru tobe motoare și molete de conducere ; $\frac{D}{d} \geqslant 20$ pentru role de ghidare folosite la instalațiile cu cablu fără sfîrșit. $\frac{D}{\delta} = 500 \ldots 1000$ pentru tobe motoare și molete, în funcție de felul instalației de transport, de caracterul ei staționar și de unghiul de înfășurare a cablului.

Conform normelor de protecție a muncii, coeficientul de siguranță a cablurilor față de sarcinile statice maxime în cazul transportului pe plane înclinate pe tot timpul folosirii lor trebuie să aibă următoarele valori : cel puțin 6 pentru transport de materiale și cel puțin 8 pentru transport de persoane. Cînd se folosesc trolii cu roți de fricțiune, la care nu se poate tăia din cablu pentru încercări, coeficientul de siguranță la punerea în funcțiune a cablului trebuie să fie : cel puțin 8 pentru transportul de materiale și cel puțin 10 pentru transportul de personal.

Pentru transportul pe orizontală se recomandă orientativ aceiași coeficienți de siguranță ai cablurilor ca și în cazul transportului pe plane înclinate.

*Troliile folosite la tracțiune pe calea ferată* se împart în două grupe : *cu tobă* și *cu șaibă de fricțiune.*

Troliile cu tobe pot fi cu una sau cu două tobe, iar în funcție de destinația lor, pot fi pentru tractare pe orizontală sau pe plane înclinate.

Troliile cu tobă pentru tractare pe orizontală (fig. XXIV. 141 și tab. XXIV. 32) se folosesc mai mult pentru manevre (în rampe, în punctele de încărcare și descărcare,

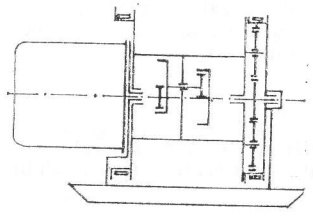


Fig. XXIV.141. Schema cinematică a troliilor TAP 5,5 și TAP 15.

*Tabelul XXIV.32*

**Caracteristicile tehnice ale troliilor electrice de manevră fabricate în IMMUM Baia Mare**

| Tipul troliului | TAP 5,5 | TAP 15 |
|---|---|---|
| Forța de tracțiune din cablu la primul strat de înfășurare, daN | 730 | 1800 |
| Forța de tracțiune în cablu la ultimul strat de înfășurare, daN | 350 | 1125 |
| Viteza cablului, m/s : | | |
| — la primul strat de înfășurare | 0,588 | 0,5 |
| — la ultimul strat de înfășurare | 1,2 | 0,986 |
| Diametrul cablului, mm | Ø 8,5 | Ø 13 |
| Lungimea cablului ce se poate înfășura pe tambur, m | 400 | 330 |
| Puterea motorului electric, kW | 5,5 | 15 |
| Turația motorului electric, rot/min | 1460 | 1460 |
| Tensiunea, V | 220/380 | 220/380 |
| Lungimea troliului, mm | 1030 | 1140 |
| Lățimea troliului, mm | 720 | 740 |
| Înălțimea troliului, mm | 610 | 720 |
| Masa netă a troliului (fără cablu), kg | 470 | 689 |

în punctele de formare și desfacere a garniturilor etc.). Aceste trolii au, de obicei, o singură tobă și au puteri mici (pînă la 20 kW).

În fig. XXIV. 142 este prezentat troliul pentru plane înclinate tip TPe 1 × 2000 cu un tambur și care se livrează și cu doi tamburi, cînd se numește TPe 2 × 2000. Aceste trolii pot avea motor de 22 kW, cu turație de 1000 rot/min, cînd viteza de tracțiune este de 0,8 m/s, sau motor de 17 kW, cu turație de 750 rot/min, cînd viteza de tracțiune este de 0,6 m/s. Cablul are diametrul de 15 mm și lungimea maximă de 400 m, iar forța nominală de tracțiune din cablu este de 16 kN (cea maximă, la primul strat de înfășurare a cablului pe tambur, este de 20 kN). Tamburii au diametrul de 500 mm și lungimea de 600 mm.

Troliile pentru plane înclinate cu puteri mai mari de 40—50 kW au construcție analoagă cu cea a mașinilor de extracție. Ele au viteză pînă la 3,5 m/s, au frînă de siguranță și indicator de nivel prevăzut cu sistem de semnalizare și întrerupătoare automate de cap de cursă. În astfel de cazuri se recomandă a se folosi troliile de extracție T 1200 și 2T 1200, care au motor electric de 45 kW și troliul pneumatic de extracție de 37 kW.

La troliile cu șaibă de fricțiune întîlnite la instalațiile cu cablu fără sfîrșit, transmiterea efortului de tracțiune de la șaibă la cablu se face prin frecare, la care, efortul maxim ce poate fi transmis fără ca să alunece cablul pe șaibă este :

$$F_{omax} = S_d(e^{\mu\alpha} - 1) \quad [N]$$

Din această expresie rezultă că $F_o$ poate fi mărit prin creșterea efortului din cablu în punctul de desfășurare de pe șaibă $S_d$, a coeficientului de frecare $\mu$ și a unghiului de înfășurare $\alpha$.



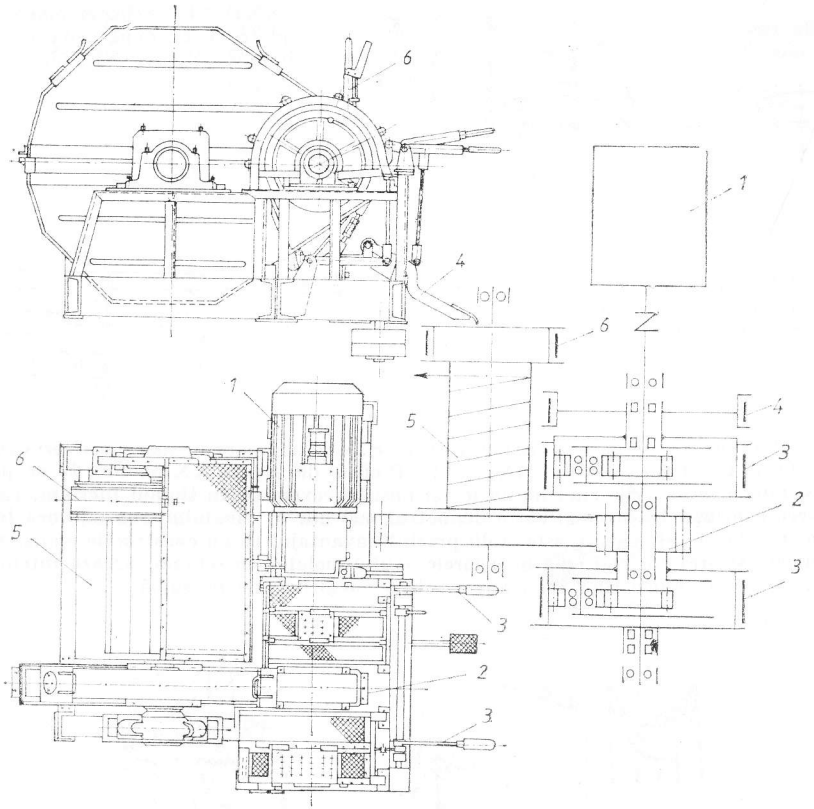



Fig. XXIV.142. Troliu pentru plane înclinate tip TPe 1×2000 executat de I.M.M.U.M. Baia Mare :

*1*— motor; *2* — reductor; *3* — frîne de manevră; *4* — frînă acționată prin pedală; *5* — tambur; *6*— frînă de blocare prevăzută cu mecanism de blocare cu clichet.

Creșterea lui $S_d$ duce în majoritatea cazurilor la creșterea tensiunii în cablu pe toată lungimea lui, inclusiv a tensiunii maxime și respectiv a diametrului cablului. Mult mai rațională este creșterea lui $\mu$ și $\alpha$. Pentru șaiba de fontă necăptușită $\mu$ = = 0,12 ... 0,14, iar pentru șaibele căptușite cu materiale plastice de fricțiune $\mu$ = = 0,16 ... 0,18.

Cînd unghiul de înfășurare $\alpha$ este mai mare de 270° și nu este suficientă o singură șaibă de acționare, se folosesc trolii cu două șaibe de acționare, legate cinematic între ele cu un diferențial simetric (fig. XXIV. 143) sau asimetric (fig. XXIV. 144). În cazul diferențialului asimetric, pentru a folosi întreaga capacitate de transmitere prin frecare a șaibelor *I* și *II* este necesar ca raportul între razele $R_I$ și $R_{II}$ să fie egal cu $e^{\mu\alpha}$.

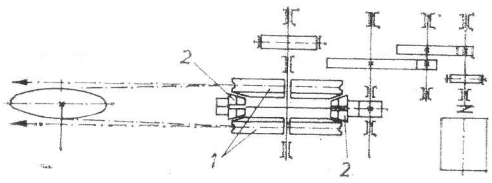



Fig. XXIV.143. Schema cinematică a unui troliu cu două șaibe de fricțiune, cu diferențial simetric:
*1* — șaibele de acționare; *2* — sateliți conici

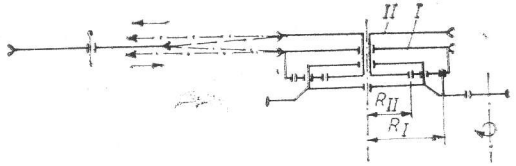



Fig. XXIV.144. Schema cinematică a unui troliu cu două șaibe de fricțiune, cu diferențial asimetric.

Troliile cu o singură șaibă motoare, pe care se înfășoară de mai multe ori cablul, au profilul canalului ca în fig. XXIV. 145. Profilul din figura XXIV. 145, *b*, se poate folosi numai în cazurile cînd nu au loc și mișcări reversive. În timpul lucrului, cablul alunecă continuu transversal către diametrul mai mic al canalului, sub acțiunea forței $P$ centrîndu-se automat. Aceste trolii prezintă avantajul că au construcție mai simplă, compactă și presiuni mai mici în lagărele axului moletei, în schimb, uzează intens cablul, datorită alunecărilor lui transversale și longitudinale pe șaibă.

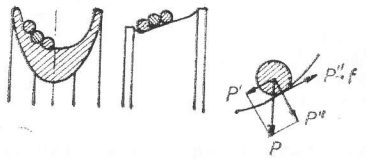



Fig. XXIV.145. Profiluri de canale ale șaibelor pe care cablul se înfășoară de mai multe ori.

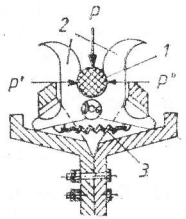



Fig. XXIV.146. Șaibă cu dispozitive de strîngere a cablului.

**În practică se folosesc și trolii cu șaibă de acționare cu dispozitive de strîngere (fig. XXIV. 146). Datorită forței de apăsare $P$ a cablului *1*, fălcile *2* se strîng, apăsînd la rîndul lor din ambele părți pe cablu cu forțele $P'$. În punctul de desfășurare, cablul nu mai apasă pe moletă și fălcile se deschid sub acțiunea resortului *3*. Datorită forțelor $P'$ cu care este strîns cablul, crește forța de frecare a cablului pe moletă. Aceasta permite creșterea capacității de transmisie prin frecare a moletei, fără creșterea unghiului de înfășurare, în schimb intensifică uzura cablului datorită strîngerii și deformării cablului de către fălci.**



Moleta de întindere, care se află montată pe un cărucior și care se poate afla la capul de acționare sau la capul de întoarcere nu trebuie să aibă cursa $\geq 0{,}5\%$ din lungimea instalației de transport.

În cazul transportului pe plane înclinate, vagonetele se vor lega la cablu prin două dispozitive, și anume: prin cîrligul vagonetului și printr-un alt dispozitiv, astfel ca, în cazul ruperii unuia din mijloacele de legare, vagonetul să rămînă totuși legat de cablu.

La instalațiile cu cablu fără sfîrșit se folosesc dispozitive de cuplare pe cablu (fig. XXIV. 147), care pot fi de forma unui corn de berbec sau cu pană.

Pentru a evita uzura cablurilor datorită frecării de vatră, de vagonete sau de armături, se folosesc dispozitive de conducere a cablului. În cazul instalațiilor cu cablu cu cap, rolele dintre șine se așază la distanțe de 15—20 m. De asemenea, se pot așeza și role verticale lîngă peretele galeriei.

La partea superioară a planurilor înclinate se prevăd bariere din lanțuri, cabluri sau traverse ce se așază în fața planului înclinat. Este interzisă așezarea barierelor pe pantă. La planele înclinate care servesc orizonturi intermediare se poate pune bariera pe pantă, imediat sub nivelul racordării.

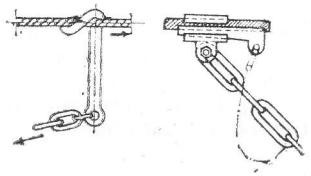


Fig. XXIV.147. Dispozitive de cuplare la cablul fără sfîrșit.

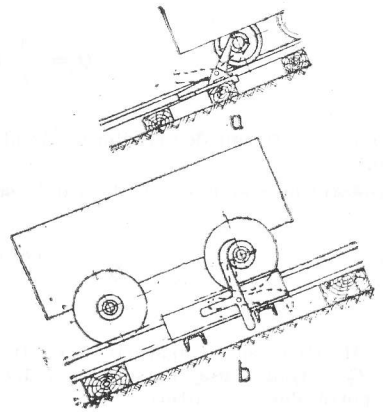



Fig. XXIV.148. Dispozitive de siguranță staționare pentru oprirea vagonetelor cînd se rupe sau se dezleagă cablul.

Pe calea ferată înclinată se montează la anumite distanțe dispozitive de siguranță (fig. XXIV. 148). Dispozitivul din fig. XXIV. 148, *a*, se folosește în cazul cînd vagonetele sînt transportate în sus. În cazul transportului în jos se folosește dispozitivul din fig. XXIV. 148, *b*. Acest dispozitiv este echilibrat în așa fel, încît la trecerea vagonetului în jos cu viteza normală de transport, oscilează în jurul articulației sub acțiunea osiei și apoi își revine în poziția inițială. În cazul ruperii cablului sau al dezlegărilor, va-

gonetul care coboară cu viteză mare lovește puternic cu prima osie pe dispozitiv, scoțîndu-l din poziția inițială (punctată) de echilibru și îl rotește în poziția desenată continuu, poziție în care prinde osia a doua și oprește vagonetul. Pentru ca oprirea vagonetului să se facă parcurgînd o anumită distanță, dispozitivul se poate monta pe un cărucior cu cuțite ce taie într-o grindă de lemn așezată longitudinal. În felul acesta, dispozitivul poate opri chiar vagonetele ce coboară cu viteză foarte mare.

La tractarea pe planuri înclinate se folosesc și dispozitive ce se așază pe vagonet, care pot fi de forma unei furci ce se leagă în spatele vagonetului (cînd transportul se face în sus) și care la mișcarea vagonetului în jos se înfige în vatră, sau de forma unei gheare (cînd transportul se face în jos), care se reazemă pe cablu. Cînd se rupe cablul, gheara cade și se prinde de traverse.

Normele de tehnica securității prevăd ca în cazul planelor înclinate mai lungi de 10 m să se folosească mijloace de semnalizare după cum urmează: pînă la lungimea de 50 m, cu semnalizare mecanică sau electrică; între 50 și 100 m, cu semnalizare electrică; pentru lungimea de 100 m, cu semnalizare electrică, completată cu telefon.

**Calculul tracțiunii cu cabluri cu cap.** Debitul orar $Q$ pe care trebuie să-l satisfacă instalația în funcție de producția pe schimb $A$ [t] și timpul cît lucrează instalația pe schimb $T$ [ore] se stabilesc cu formula:

$$Q = \frac{A}{T} k \ \text{[t/h]},$$

în care $k$ este coeficient de neuniformitate al lucrului instalației de transport, care se ia 1,5—2,0.

Debitul orar al unei instalații date se calculează cu formula:

$$Q = \frac{3600\, Mzc}{T_c} \ \text{[t/h]},$$

în care: $M$ este masa încărcăturii vagonetului, $t$; $z$ — numărul de vagonete dintr-o garnitură; $T_c$ — timpul unei curse, s; $c = 1$ cînd se transportă o garnitură și $c = 2$ cînd se transportă două garnituri.

Rezultă că numărul necesar de vagonete din garnitură pentru a satisface un anumit debit orar se poate stabili cu formula:

$$z = \frac{Q\, T_c}{3600\, Mc}$$

Timpul unei curse se compune din timpul de mers și timpul pauzelor și se stabilește cu formula:

$$T_c = \frac{2L}{v_m} + 4\,\frac{l_c + z l_v}{v'} + t_p \ \text{[s]},$$



în care: $L$ este lungimea de transport, m; $v_m$ — viteza medie de transport, care este egală cu 0,8 — 0,9 din viteza maximă $v$, m/s; $l_c$ — lungimea curbelor de racordare cu galeriile direcționale, pe care garnitura (legată la cablu) se deplasează de patru ori în timpul unei curse (de două ori pe curba de sus și de două ori pe cea de jos), m; $l_v$ — lungimea unui vagonet, m; $v' \approx 0{,}5\ v$ — viteza de manevră, m/s; $t_p$ — timpul de pauză necesar cuplărilor și decuplărilor, semnalizării etc. și se ia $2 \times 45 = 90$ s.

Cînd transportul se face pe plan înclinat, numărul de vagonete $z$ se verifică și din condiția de rezistență a dispozitivelor de cuplare ale vagonetelor:

$$z \leqslant \frac{F_c}{(G+G_0)(\sin\beta + w\cos\beta)},$$

unde: $F_c$ este rezistența maximă admisibilă a dispozitivului de cuplare (pentru un coeficient de siguranță egal cu 10), N; $G$ — greutatea încărcării vagonetului, N; $G_0$ — greutatea proprie a vagonetului, N; $w$ — rezistența specifică la mișcare a vagonetului plin; $\beta$ — unghiul planului înclinat.

Din punctul de vedere al comodității în lucru, $z$ nu trebuie să depășească 15 vagonete cînd vagonetele sînt de 1 t și 5 vagonete, cînd vagonetele sînt de 10 t.

Eforturile maxime care apar în cablu datorită rezistențelor statice la mișcare de regim se calculează după cum urmează:

a) Cînd se transportă o singură garnitură pe galerii:

$$S_{max} = zG_v(w \pm i) + L_c q_c w_c + F_t \ \text{[N]},$$

unde: $z$ este numărul vagonetelor din garnitură; $G_v$ — greutatea vagonetului (plin sau gol), N; $w$ — rezistența specifică la mișcare a vagonetelor (pline sau goale) și pentru care se iau valorile din tabelul XXIV. 24; $i$ — declivitatea căii ferate; $l_c$ — lungimea cablului, m; $q_c$ — greutatea pe metru liniar a cablului, N/m; $F_t$ — rezistența pe care o opune toba de pe care se desfășoară cablul de coadă și care este de 500—1000 N; $w_c$ — rezistența specifică la mișcare a cablului, care are valorile: 0,15—0,35 cînd cablul se mișcă pe role; 0,25—0,40 cînd cablul se mișcă parțial pe role; 0,40—0,60 cînd cablul se mișcă direct pe vatră.

b) Cînd se transportă două garnituri pe galerii (una goală și una plină), care se deplasează în sensuri opuse:

$$S_{max} = z(G + G_0)(w_p \pm i) + zG_0(w_g \mp i) + L_c q_c w_c + F_t \ \text{[N]}$$

unde: $w_p$ este rezistența specifică la mișcare a vagonetelor pline; $w_g$ — rezistența specifică la mișcare a vagonetelor goale.

c) Cînd se transportă pe un plan înclinat cu un unghi $\beta$:

$$S_{max} = zG_v(w\cos\beta \pm \sin\beta) + L_c q_c(w_c\cos\beta \pm \sin\beta) \ \text{[N]}.$$

Cînd transportul se face pe plane înclinate, pentru $w$ se iau valorile din tabelul XXIV. 24 de două ori mai mari.

Întrucît expresiile $S_{max}$ au două necunoscute ($S_{max}$ și $q_c$), pentru a putea alege cablul trebuie găsită o a doua expresie a lui $S_{max}$, în funcție de $q_c$. Este cunoscut că între $q_c$ și suma secțiunilor sîrmelor din cablu $A$[mm$^2$] există următoarea relație:

$$q_c = 10^{-6}\, A\rho\psi g \ \text{[N/m] sau } A = \frac{10^6 q_c}{\rho\psi g}\ \text{[mm}^2\text{]},$$

în care: $\rho = 7800$ este densitatea oțelului, kg/m$^3$; $\psi = 1{,}19 \ldots 1{,}22$ — coeficient care ține seama de faptul că sîrmele înfășurate au lungime mai mare decît cablul și de greutatea inimii cablului; $g = 9{,}81$ m/s$^2$. În același timp este cunoscut că: $S_{max} = \dfrac{\sigma_r A}{k_s}$ [N]

unde înlocuind pe $A$ cu expresia anterioară, rezultă:

$$S_{max} = \frac{\sigma_r\, 10^6\, q_c}{k_s \rho\psi g}\ \text{[N], și respectiv } q_c = \frac{S_{max}\, k_s\, \rho\psi g}{10^6 \sigma_r}\ \text{[N/m]},$$

unde: $\sigma_r$ este rezistența la rupere a sîrmelor cablului, N/mm$^2$; $k_s$ — coeficientul de siguranță al cablului.

După efectuarea calculului se alege cablul a cărui rezistență la rupere $F_r$[N] trebuie să satisfacă condiția $F_r/S_{max} \geqslant k_s$.

La calculul puterii troliului trebuie ținut seama de faptul că motorul poate lucra în regim de motor sau în regim de generator (cînd frînează), după cum urmează:

— ca motor: $P_m = \dfrac{F_0 v}{1000\,\eta}$ [kW], iar ca generator: $P_g = \dfrac{F_0 v_0\,\eta}{1000}$ [kW],

unde $\eta = 0{,}7 \ldots 0{,}85$ este randamentul reductorului și al tobei motoare; $v_0 \approx 1{,}05\, v$ — viteza maximă de mișcare a cablului în cazul lucrului ca generator, m/s; $F_0$ — forța de tracțiune sau de frînare a tobei pe care trebuie să o preia motorul, N.

Cînd transportul se face pe galerii cu una sau cu două garnituri, sau pe plane înclinate cu o garnitură:

$$F_0 = S_{max}\ \text{[N]},$$

Cînd transportul se face pe plane înclinate cu două garnituri:

$F_0 = S_{max} - S_{min}$ [N], unde $S_{min}$ este tensiunea minimă care apare în unul din cabluri în timp ce în celălalt apare $S_{max}$, și care, în general, are loc cînd $L_c = 0$.

Puterea de durată a motorului se calculează cu expresia:

$$P = \alpha \sqrt{\frac{t(P_1^2 + P_2^2)}{T_c}}\ \text{[kW]},$$



unde $P_1$ și $P_2$ reprezintă puterea absorbită în timpul celor două semicurse fiecare putînd avea valoarea $P_m$ sau $P_g$ sau zero; $t = L/v_m$ [s] timpul de mers la o semicursă; $\alpha$ — coeficient ce ține seama de lucrul motorului în timpul manevrelor și de faptul că în timpul pauzei nu lucrează ventilatorul de răcire, pentru care se recomandă valorile: $\alpha = 1{,}1$ cînd ponderea manevrelor și a pauzelor în timpul unei curse este mare și $\alpha = 1{,}5$ cînd această pondere este mică.

Îndeosebi cînd $\alpha$ are valoare mică se verifică motorul ales și la suprasarcină, cînd

$$F_{m\,max} \geqslant F_0 + F_d\ \text{[N]},$$

unde $F_{m\,max}$ este forța maximă ce o poate dezvolta motorul la periferia tobei corespunzător momentului maxim al acestuia și care datorită căderii de tensiune la pornire este cu circa 25% mai mic decît cel maxim de pornire; $F_d = M_t a_p$ — este forța dinamică ce apare în momentul pornirii (unde $M_t$ este masa totală în mișcare a vagonetelor și cablurilor, iar $a_p = 0{,}2 \ldots 0{,}5$ m/s$^2$ — accelerația de pornire).

*Calculul tracțiunii cu cablu fără sfîrșit.* Debitul orar $Q$ se calculează cu formula:

$$Q = \frac{3600\, M}{t}\ \text{[t/h]},$$

de unde se poate calcula și intervalul de timp $t$ la care trebuie să sosească vagonetele pline, pentru a satisface un anumit debit:

$$t = \frac{3600\, M}{Q}\ \text{[s]},$$

Timpul $t$ este de minimum 25 s, cînd manevra vagonetului pentru a-l cupla se face pe pantă automotoare sau cu împingător, și de minimum 40 s, cînd această manevră se face manual. În același timp, distanța între vagonete $l = vt$ nu trebuie să fie mai mică de 15 m.

Numărul de vagonete care se află pe una din ramuri (plină sau goală) pe toată distanța de transport $L$ este $z = L/l$.

Considerînd că greutatea cablului este preluată de vagonete, rezistențele la mișcare pe ramura plină și ramura goală se calculează cu formulele:

$$F_p = (G + G_0 + q_c l)(w_p \cos\beta \pm \sin\beta)z\ \text{[N]},$$

$$F_g = (G_0 + q_c l)(w_g \cos\beta \pm \sin\beta)z\ \text{[N]}.$$

Rezistențele la roțile de întoarcere se pot lua 5—6% din $S_i$, iar la șaibele motoare, 4—5% din suma lui $S_i + S_d$.

Eforturile din cablu se stabilesc pe contur începînd din punctul de desfășurare de pe șaiba de acționare, analog metodei folosite la transportoarele cu bandă :

$$S_1 = S_d ;$$

$$S_2 = S_1 + F_{1-2} ;$$

. . . . . .

$$S_n = S_t = S_{n-1} + F_{(n-1)-n}.$$

Întrucît $S_d$ este necunoscut, expresia lui $S_i$ va fi funcție de $S_d$. Dar cunoscînd că $S_t = S_d e^{\mu\alpha}$ în regim motor sau $S_d = S_t e^{\mu\alpha}$ în reigm generator (aceasta cînd $F_0 = S_i - S_d < 0$), se obține un sistem de două ecuații cu două necunoscute, ce se rezolvă. Apoi se calculează tensiunile din cablu în fiecare punct pe contur. Trebuie ținut seama de faptul că tensiunea minimă din cablu în orice punct trebuie să fie de cel puțin 2,5—3,0 kN. Ca și la transportoarele cu bandă, se recomandă să se întocmească diagrama eforturilor din cablu.

Atît din calculul analitic cît și din diagrama eforturilor se stabilește tensiunea maximă $S_{max}$ în funcție de care se face alegerea cablului, luînd un coeficient de siguranță de 6,5.

Puterea troliului se calculează pentru regim motor (cînd transportul materialului se face în sus) sau pentru regim de generator (cînd transportul materialului se face în jos), unde :

$$F_0 = S_i - S_d \text{ (în regim motor) și } F_0 = S_d - S_t \text{ (în regim generator).}$$

În timpul exploatării cablurile se țin permanent sub control și se schimbă dacă sîrmele exterioare și-au redus diametrul cu 50% sau dacă diametrul cablului s-a micșorat cu 10%, ori dacă pe un pas al înfășurării sînt rupte mai mult de 10% din sîrme. Capetele sîrmelor rupte trebuie permanent îndepărtate, iar cablurile cu cap se ung.

Frînele trebuie să fie în perfectă stare de funcționare și bine reglate. De asemenea, este necesară revizia permanentă a sistemelor de siguranță și a scripeților.

Întrucît instalațiile de tractare cu cabluri au debite mici și, în general, indici tehnico-economici scăzuți, ele se folosesc pe scară redusă ca mijloc de transport principal, întîlnindu-se doar pe plane înclinate cînd producțiile sînt mici. În noile proiecte acest sistem de transport pe plane înclinate cu vagonete se evită, fiind înlocuit cu transportoare cu bandă, sau schipuri. Ele se întîlnesc însă frecvent ca instalații auxiliare de tractare. Astfel, se folosesc pentru evacuarea sterilului la săparea lucrărilor miniere, cu înclinare mare, pe care nu se pot folosi locomotivele. Pe orizontală, se folosesc numai pentru manevre, respectiv pentru apropierea garniturilor de vagonete în stații și rampe.

Instalațiile de tractare cu cablu fără sfîrșit sînt eliminate aproape complet din subteran prin înlocuirea cu alte sisteme mai moderne, rămînînd întîlnite într-o oarecare măsură doar la suprafață pentru transportul sterilului la haldă pe distanțe mici.



# 7. MECANIZAREA ÎN STAȚIILE DE JONCȚIUNE ALE SISTEMELOR DE TRANSPORT MINIER

## 7.1. CONSIDERAȚII GENERALE

Stațiile din cadrul schemei de transport a unei mine reprezintă puncte de joncțiune între diferite sisteme de transport. Aceste stații pot fi împărțite după cum urmează : *stații de încărcare a vagonetelor sau transportoarelor* ; *stații de schimb (de trecere)*, unde se trece de la un sistem de tractare a vagonetelor la altul (de exemplu, de la tractarea cu cabluri la cea cu locomotive și invers) ; *stații de descărcare a vagonetelor* ; *rampe de puțuri* unde se trece de la transportul pe orizontală la cel vertical cu colivii sau cu schipuri. Ele reprezintă trepte ce se pot transforma în puncte de strangulare în schema de transport și au un rol hotărîtor asupra bunei funcționări a întregului sistem de transport al minei.

Sînt situații cînd stațiile de joncțiune sînt necesare, cum este cazul între sistemele de transport din zona abatajelor sau de la diferite suborizonturi (cînd lucrul în abataje este ciclic sau cînd extragerea nu este uniformă și are frecvente întreruperi) și transportul principal, care poate fi pe cale ferată sau cu transportoare. În astfel de cazuri stația poate îndeplini un rol pozitiv de rezervor tampon, care preia neuniformitățile de debit, asigură gradul de independență în funcționare a sistemelor de transport între care se face joncțiunea (respectiv între abataje și transportul principal), creează flexibilitate și suplețe în schema fluxului de transport.

Caracteristica principală a unei stații o prezintă capacitatea de tranzit, care trebuie să fie cu cel puțin 50% mai mare decît capacitatea maximă a sistemelor de transport între care face joncțiunea.

Capacitatea de tranzit a unei stații de încărcare se calculează cu expresia :

$$Q_t = \frac{3600\,M}{t_1 + t_2 + t_3} \text{ [t/h]}$$

în care : $M$ este încărcătura utilă a unui vagonet, t ; $t_1$ timpul net de încărcare a unui vagonet, s (cca. 60 s) ; $t_2$ — timpul necesar schimbării unui vagonet (inclusiv deschiderii și închiderii gurii de rostogol), s ; $t_3 = T/z$ — timpul de pauze aferent unui vagonet pentru schimbarea garniturilor de vagonete ($T$ est timpul de pauză pentru schimbarea unei garnituri, s, iar $z$ — numărul de vagonete dintr-o garnitură).

Cînd vagonetele sînt încărcate direct de către un transportor, viteza de deplasare a vagonetelor și mecanismele de acoperire a spațiului dintre vagonete trebuie să asigure funcționarea neîntreruptă a transportorului din amonte. În acest caz, schema liniilor și a manevrelor trebuie să elimine complet timpul de pauze pentru schimbarea garniturilor, iar linia vagonetelor goale să permită gararea a două garnituri goale de vagonete.

Capacitatea de tranzit a unei rampe de puț sau a unei stații de tranzit se calculează cu expresia :

$$Q_t = \frac{3\,600}{t}\, zM \text{ [t/h]}$$

în care : $t$ este intervalul de timp în care un tren nu poate intra în rampă(stație), întrucît liniile sînt ocupate de trenul sau locomotiva care a intrat anterior, s. Timpul se stabilește pe baza graficului de mișcare pe liniile din rampă (stație), care depinde de schema liniilor, de felul manevrelor (cu locomotiva sau cu un alt mijloc de manevră), de vitezele de circulație sau de pauze. Viteza de mișcare a trenului plin se consideră 1 m/s, iar cu trenul gol sau cu locomotiva singură 1,5 m/s. Cuplările și decuplările locomotivei, pornirile și schimbările sensului de mers pot fi considerate 20 s fiecare. Capacitatea de tranzit trebuie să fie cu cel puțin 20% mai mare decît capacitatea maximă teoretică a instalației de extracție. La proiectarea rampei trebuie să se acorde atenție deosebită întocmirii profilelor longitudinale ale liniilor ce formează schema rampei și să se stabilească corect pantele automotoare.

Lungimea liniilor de vagonete pline și goale dintr-o secție trebuie să fie suficient de mare pentru a permite formarea unei rezerve-tampon de vagonete.

Într-o rampă, lungimea $L$ a liniei de vagonete pline trebuie să asigure gararea a $n$ garnituri ce sosesc în timpul $T$ de întrerupere a lucrului instalației de extracție și considerînd că întreruperea extracției a început în momentul cînd deja a sosit o garnitură plină :

$$L \geqslant (n+1)\, L_g \geqslant \left(\frac{T}{t_0}+1\right) L_g \quad [\text{m}]$$

unde : $L_g$ este lungimea unei garnituri, m ; $t_0$ — intervalul mediu de timp la care sosesc trenurile pline în rampa puțului, min :

$$t_0 = \frac{60\, T_s z M}{k_n A_s}$$

în care : $T_s$ este timpul unui schimb cît se face transportul, h ; $A_s$ — producția pe schimb, $k_n = 1{,}5 \ldots 2{,}0$ — coeficient de neuniformitate a transportului în subteran.

În proiectare, se recomandă să se ia lungimea liniilor atît pentru pline cît și pentru goale, egală cu 1,5 garnituri cînd producția este de 300 mii t/an, 2—2,5 garnituri cînd producția este de 600 mii t/an și 3—3,5 garnituri cînd producția este de 1 200 mii t/an.

Alegerea gradului de mecanizare și automatizare a stației depinde de capacitatea necesară de tranzit și de durata de viață a acesteia. În cazul unor producții mici nu se justifică economic completa mecanizare și automatizare cu utilaje de înaltă productivitate.

Utilajele folosite în stații pot fi împărțite în trei grupe : *utilaje de manevră, utilaje de încărcare* și *utilaje de descărcare* (*culbutoare*).

## 7.2. UTILAJE DE MANEVRĂ

Din grupa utilajelor de manevră fac parte *troliile de manevră, impingătoarele, lanțurile de manevră, compensatoarele de nivel, regulatoarele de viteză, frînele* și *opritoarele de calc*. Aceste utilaje se fabrică la Uzina de Utilaj Minier și Reparații Crișcior.



**Troliile de manevră** au construcție simplă și pot deplasa garnituri de vagonete pe distanță mare. Ele sînt larg utilizate în practică, însă au și dezavantajul că necesită pauze pentru dezlegarea, legarea și întinderea cablului, iar oprirea vagonetelor în fața gurilor de rostogol nu se face cu precizie.

Împingătoarele destinate să deplaseze garnituri de vagonete au forțe mari de împingere, de 20—60 kN și viteze mici, după cum urmează : cele destinate deplasării garniturilor de vagonete în stațiile de încărcare au 0,2—0,4 m/s ; cele destinate deplasării garniturilor de vagonete în stațiile de culbutoare (fără decuplarea vagonetelor între ele) au 0,4—0,5 m/s ; cele destinate deplasării garniturilor de vagonete în stațiile de schimb au 0,4—0,55 m/s.

**Împingătoarele** care introduc vagonete decuplate în colivii sau culbutoare au forțe mici de împingere, de 5—16 kN, în schimb au viteze mari, de 0,6—1,6 m/s, pentru a asigura schimbarea într-un timp cît mai scurt a vagonetelor în colivie sau în culbutor.

După felul organului de lucru împingătoarele pot fi : *cu lanț, cu cablu* sau *cu piston*.

Împingătoarele cu lanț sînt staționare (necesitînd canal și fundații din beton), au unul sau două lanțuri fără sfîrșit așezate în plan vertical și sînt acționate electric. În fig. XXIV. 149 este prezentat un astfel de împingător destinat deplasării garniturilor de vagonete nedecuplate, la care camele montate pe lanț au în spate două role ce se deplasează pe două șine așezate pe părțile laterale ale lanțului. Aceste împingătoare au forța de împingere de 40—60 kN, viteză de circa 0,4 m/s și putere 15—20 kW.

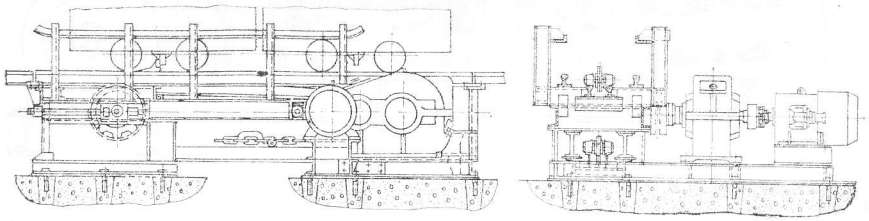


Fig. XXIV.149. Împingător cu lanț pentru deplasarea garniturilor de vagonete.

Cînd aceste împingătoare sînt destinate să deplaseze garnituri de vagonete pe distanțe relativ mari și fără frecvente opriri, cum este cazul pentru apropierea garniturilor în puncte de schimb și în rampe, se numesc *lanțuri de manevră* (fig. XXIV. 150).

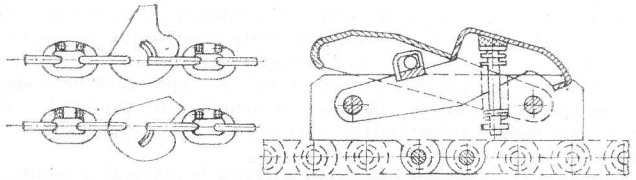


Fig. XXIV.150. Construcții de came pentru lanțuri de manevră.

În fig. XXIV. 151 este prezentat un împingător destinat introducerii vagonetelor decuplate, cîte unul sau cîte două, în colivii sau culbutoare. Cama (sabotul) *1* de prindere a vagonetului este montată pe un cărucior *2*, cu patru role *3* (cîte două pe fiecare parte) ce se deplasează în interiorul ghidajelor *4* în formă de U. Legătura dintre cărucior și lanț (sau lanțuri dacă sînt două) se face prin intermediul unei tije *5* care trebuie să aibă lungime suficient de mare, pentru a permite căruciorului cu camă să pătrundă în colivie sau culbutor, conducînd vagonetul. În figură, *6* este grupul de acționare, iar *7*

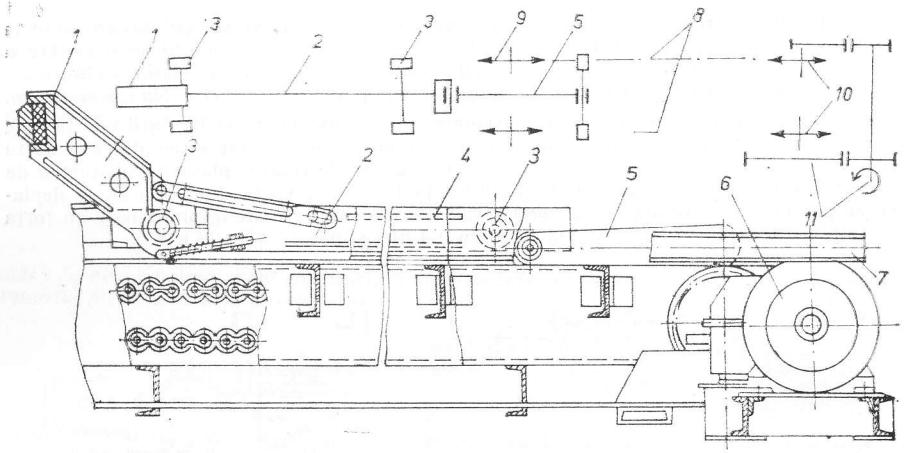



Fig. XXIV.151. Împingător cu lanț pentru introducerea vagonetelor în colivii și culbutoare.

sînt șinele de cale ferată. Cînd împingătorul are un singur lanț fără sfîrșit, schimbarea sensului de mișcare a căruciorului cu camă, cînd a ajuns la capătul cursei înainte, se face prin schimbarea automată a sensului de rotire a motorului, iar la capătul cursei de înapoiere se oprește automat. Cînd împingătorul are două lanțuri fără sfîrșit *8* (v. schema cinematică), între care spațiul este complet liber, tija de legătură *5* este articulată la un bolț montat cu capetele la cele două lanțuri. Întrucît bolțul poate trece peste stelele *3* și *10*, revenirea înapoi a căruciorului cu ramă se face fără schimbarea sensului de rotire a motorului. În acest caz, cele două stele sînt acționate printr-o transmisie ramificată *11*.

În fig. XXIV. 152 este prezentat un împingător cu cablu, unde cama care prinde vagonetul este montată pe un cărucior cu role *1*, ce se deplasează pe o șină (sau două șine) *2*, montată pe axa căii ferate pe traverse. Căruciorul este tractat înainte și înapoi de un cablu *3*, care este condus pe scripeți și scos pe sub șine lateral de calea ferată, unde se înfășoară pe șaibă de acționare *4* a unui troliu.

Aceste împingătoare au avantajul că nu necesită fundație și demontarea liniei, în schimb nu au construcție compactă, au mulți scripeți și au uzură mare a cablurilor. Ele se folosesc pentru deplasarea garniturilor de vagonete și în zone curbe ale liniei (chiar



și în zona schimbătoarelor de cale), pe distanțe pînă la 150 m. Au viteză de 0,5 m/s, forță de împingere de 16—23 kN și putere de 11—15 kW. Pentru schimbarea sensului de mers al camei sînt prevăzute întrerupătoare de cap de cursă.

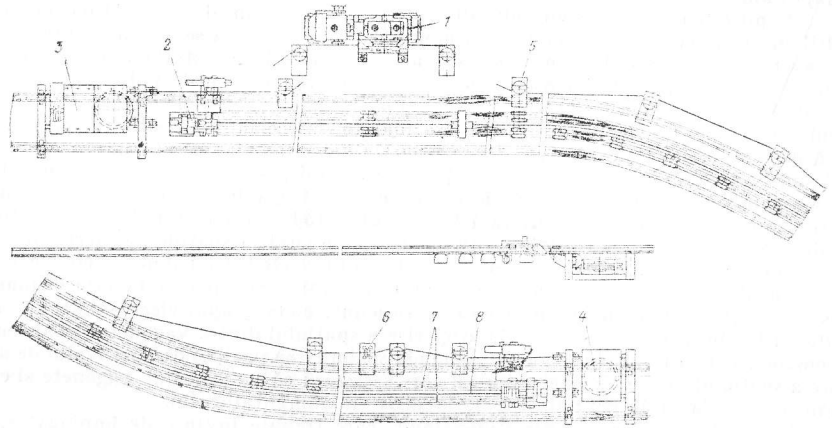



Fig. XXIV.152. Împingător cu cablu de fabricație sovietică (TKS):
*1* — acționare; *2* — căruciorul cu camă; *3* — sistemul de întindere; *4* — șaibă de întoarcere; *5* — rolă de deviere; *6* — rolă de susținere.

Împingătoarele cu piston pneumatice (fig. XXIV. 153) se folosesc frecvent pentru introducerea vagonetelor în colivii și în culbutoare, îndeosebi în cazurile în care condițiile de securitate a muncii și prezența apei nu permite folosirea acționării electrice. Ele constau dintr-un cilindru cu piston, care are capătul tijei articulat la căruciorul cu sa-

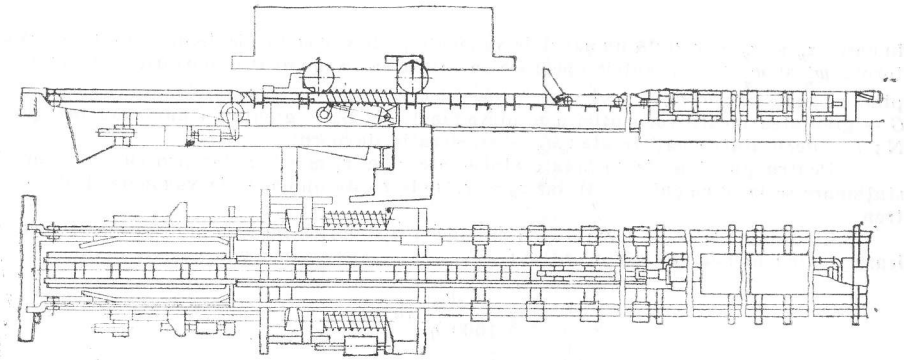


Fig. XXIV.153. Împingător pneumatic.

botul de împingere. Aceste împingătoare au forță de împingere de 8—16 kN (diametrul cilindrului este de 150—220 mm) și cursă de 3,5—7 m, au funcționare elastică și construcție simplă, însă consumă energie scumpă și au gabarit mare, iar dacă sînt montate la suprafață îngheață apa de condens în timpul iernii.

Împingătoarele cu piston hidraulice lucrează la presiuni de 60—120 bar și au cilindrii cu diametru mic, ceea ce face să aibă gabarit redus și să se poată monta direct pe traversele căii ferate. Ele pot fi folosite atît ca împingătoare staționare cît și nestaționare, îndeosebi pentru deplasarea garniturilor de vagonete nedecuplate, avînd forțe mari de împingere, pînă la 60 kN și viteze pînă la 0,3—0,4 m/s. Sînt formate din doi cilindri hidraulici (un piston execută cursa înainte, iar celălalt înapoi și invers) ce au cursă de 0,8—3,8 m (mai frecvent 1,2—2,5 m). Cînd cilindrii sînt cu simplu efect sau cînd sînt cu dublu efect, la care suprafața mică a unui piston este legată cu suprafața mare a celuilalt piston, cele două sănii cu came se leagă între ele cinematic pentru sincronizare, fie printr-o roată dințată (fig. XXIV. 154), fie cu lanț. La împingătorul TG de fabricație sovietică, distribuitorul este legat numai la spațiile de lucru din fața pistoanelor, iar cele din spatele pistoanelor se leagă între ele (avînd și un sistem de compensare a pierderilor de ulei), ceea ce asigură sincronizarea curselor înainte și înapoi. Acest împingător lucrează într-un complex automat, unde grupul electro-hidraulic alimentează împingătorul și sistemul de acoperire a spațiului dintre vagonete. În sistemul de comandă se află un traductor care comandă schimbarea poziției dispozitivului de acoperire a spațiului dintre vagonete și altul care sesizează că nu mai sînt vagonete și care comandă decuplarea întregului sistem, inclusiv al alimentatorului.

Rezistențele la mișcare ale vagonetelor, care trebuie învinse de împingător, se calculează cu expresiile:

— în momentul pornirii:

$$F_1 = z_p(G + G_0)(w'_p \pm i + 0{,}11\ a_p) + z_g G_0(w'_g \pm i + 0{,}11\ a_p)\ \text{[N]};$$

— în mers de regim cu viteză constantă:

$$F_2 = z_p(G + G_0)(w_p \pm i) + z_g G_0(w_g \pm i) \quad \text{[N]},$$

în care: $z_p$ și $z_g$ reprezintă numărul de vagonete pline și goale ce le deplasează împingătorul: $w'_p$ și $w'_g$ — rezistențele specifice la mișcarea în momentul pornirii vagonetelor pline și goale; $w_p$ și $w_g$ — rezistențele specifice la mișcarea vagonetelor pline și goale; $G$ — greutatea încărcăturii utile a unui vagonet, N; $G_0$ — greutatea unui vagonet gol, N; $i$ — declivitatea căii ferate; $a_p$ — accelerația de pornire, m/s².

Pentru punctele de încărcare staționare $z_p \approx z_g \approx 1{,}5\ z$, iar pentru cele semistaționare se ia în calcul $z_g = 0$, iar $z_p = z$, unde $z$ este numărul de vagonete dintr-un tren.

Cînd împingătorul lucrează fără dese porniri și opriri, puterea motorului se calculează pentru mersul de regim, adică:

$$P = \frac{F_2 v}{1000\ \eta_i}\ \text{[kW]}$$

unde: $v$ este viteza de regim, m/s; $\eta$ — randamentul.

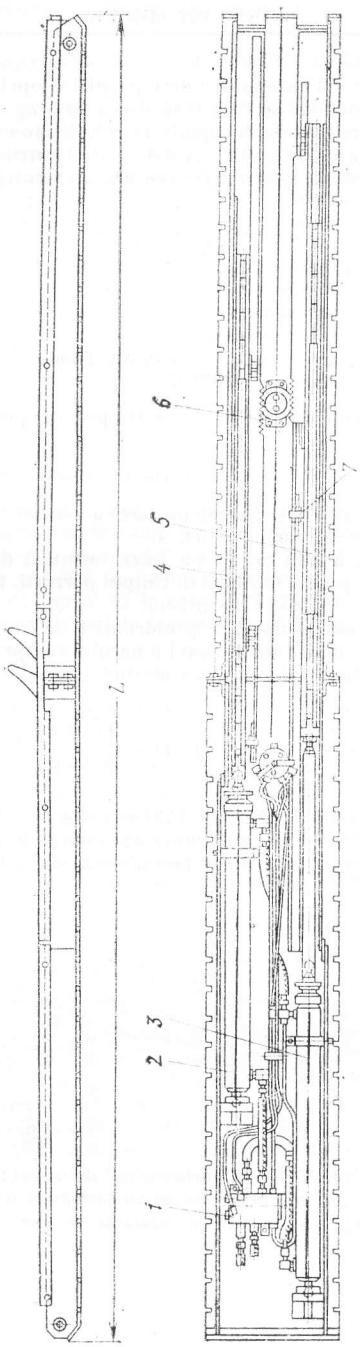



Fig. XXIV.154. Împingător hidraulic tip PTVM (fabricație sovietică):
*1* — distribuitor; *2* și *3* — cilindri hidraulici; *4* și *5* — came; *6* — roată dințată care angrenează cu cele două cremaliere; *7* — traductor de comandă pentru inversarea sensului.

În stațiile de încărcare, în care au loc dese porniri și opriri, și în stațiile de culbutare, unde descărcarea vagonetelor se face fără decuplare, $a_p = 0{,}02 \ldots 0{,}2$ m/s². Împingătoarele care introduc vagonetele decuplate în colivii sau culbutoare cu viteză mare au accelerația de pornire mare, $a_p = 0{,}2 \ldots 0{,}4$ m/s². Pentru împingătoarele care lucrează cu porniri sau opriri dese, puterea $P$ necesară motorului în cazul acționării electrice se calculează cu expresia:

$$P = \sqrt{\frac{P_1^2 t_1 + P_2^2 t_2}{t_1 + t_2 + t_3 + t_4}} \text{ [kW]}$$

în care: $P_1 = \frac{F_1 v}{1000\ \eta}$ [kW], iar $P_2 = \frac{F_2 v}{1000\ \eta}$ [kW], (unde: $v$ este viteza de mișcare, m/s; $\eta$ — randamentul transmisiei); $t_1 = \frac{v}{a_p}$ — timpul de pornire, s; $t_3 = \frac{v}{a_f}$ — timpul de frînare, s; $a_f = 0{,}3 \ldots 0{,}4$ — accelerația de frînare, m/s²; $t_2 = \frac{l}{v}$ — timpul de mers în regim, s; $l$ — distanța de deplasare a vagonetelor la fiecare pornire, m; $t_4$ — pauza motorului între două porniri, s.

Puterea totală obținută din calcul pe baza formulei date se verifică la suprasarcina admisibilă ce o poate prelua motorul în timpul pornirii, ținînd seama și de masele în mișcare ale împingătorului și ale transmisiei.

În cazul împingătoarelor pneumatice și hidraulice se calculează diametrul necesar al pistonului $D$, în funcție de presiunea $p$ [bar] a aerului comprimat sau uleiului, pentru a putea învinge rezistențele la pornire $F_1$, considerînd o accelerație de 0,02 m/s²:

$$F_1 = \frac{\pi D^2}{4} 10\ p \text{ [N]}; \quad D = \sqrt{\frac{4 F_1}{10\ \pi p}} \text{ [cm]}$$

**Compensatoarele de nivel** (fig. XXIV. 155) se întîlnesc în rampele puțurilor și în circuitele de la suprafață, unde se folosesc pante automatoare cu trasee relativ lungi și cu pierderi mari de nivel, care nu pot fi compensate cu locomotive sau cu alte sisteme

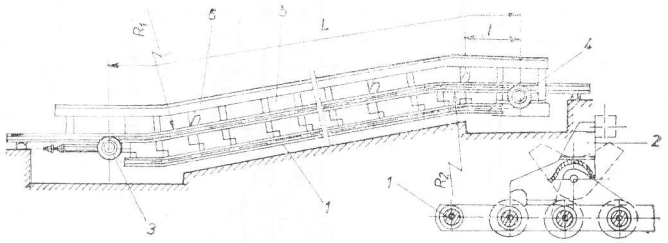



Fig. XXIV.155. Compensator de nivel:
*1* — lanț fără sfîrșit; *2* — came; *3* — stea de întindere; *4* — stea de acționare; *5* — ghidaje; *6* — dispozitiv de siguranță de cale.



Unghiul maxim al înclinării este de 15—20°, iar viteza lanțului are valori între 0,3 și 0,4 m/s.

La partea inferioară, vagonetele se deplasează pe pantă automotoare pînă ce intră deasupra lanțului compresator, iar la partea superioară, vagonetele ridicate își continuă mișcarea pe o pantă automotoare. Pentru ca vagonetul să nu fie lăsat liber de către came înainte de a intra complet pe panta automatoare, lanțul își continuă mișcarea pe lungimea $l$ de intrare pe panta automotoare, care nu trebuie să fie mai mică decît jumătate din lungimea vagonetului. Razele de racordare $R_1$ și $R_2$ se recomandă să nu fie mai mici de 6 m.

Numărul de vagonete $n_v$, ce trebuie să le ridice compensatorul într-o oră, trebuie luat cu o rezervă de circa 50% față de cel mediu real, pentru a ține seama de neuniformitățile în funcționare ale instalațiilor de transport pe verticală și orizontală. Cunoscînd $n_v$ și viteza lanțului, se poate calcula distanța $l_c$ între camele ce prind vagonetele și numărul de vagonete de pe lanț, $z_v$:

$$l_c = \frac{3600}{n} v \text{ [m]}; \quad z_v = \frac{L_l}{2 l_c},$$

unde $L_b$ este lungimea totală a lanțului fără sfîrșit, m.

Deși compensatoarele se instalează întotdeauna pe linia de vagonete goale, calculul se face pentru cazul cînd compensatorul ridică vagonete pline, deoarece se întîmplă ca toate vagonetele de pe lanț să fie cu materiale.

Neținînd seama de faptul că la cele două capete (superior și inferior) lanțul are porțiuni mici orizontale, rezistențele totale la mișcare pe care le preia steaua de acționare se calculează cu expresia:

$$F_0 = k[z_v(G + G_0)(w \cos \beta + \sin \beta) + q_l L_l w_l \cos \beta] \quad \text{[N]}$$

în care: $G$ și $G_0$ reprezintă greutatea utilă și proprie a unui vagonet, N; $w_l = 0{,}13 \ldots 0{,}15$ — coeficient de rezistență la mișcare a lanțului; $q_l$ — greutatea pe metru liniar de lanț, N/m; $k = 1{,}2 \ldots 1{,}3$ — coeficient ce ține seama de rezistențele suplimentare la stele și la curbe, precum și de presiunea lanțului în ghidaje (care este dată de forța cu care apasă vagonetul pe camă).

Ținînd seama de randamentul reductorului $\eta$, se poate calcula puterea necesară a motorului, cu formula:

$$P = \frac{F_0 v}{1000\ \eta} \text{ [kW]}$$

**Regulatorul de viteză** este folosit în cazul cînd vagonetele se deplasează libere pe panta automatoare și au rolul de a mări sau micșora viteza vagonetelor, dacă aceasta diferă de cea nominală. În fig. X IV. 156 peretele lateral al vagonetului vine în contact cu o rolă (pneu) care este antrenată la o anumită turație, de un grup în construcție monobloc, format dintr-un motor electric și un reductor. Dacă viteza vagonetului este mai mică sau mai mare decît a periferiei rolei, aceasta îi va mări sau reduce viteza. Întregul grup de acționare este montat suspendat articulat, iar rola este ținută apăsat de peretele vagonetului cu ajutorul unui cilindru pneumatic, cu un arc sau cu o contragreu-

tate. Dacă este necesar, pe partea opusă se montează o rolă (pneu) de contrapresiune care poate fi fixă sau cu sistem de apăsare. Pe traseul pantei automotoare se pot monta, la diferite intervale, mai multe astfel de regulatoare de viteză.

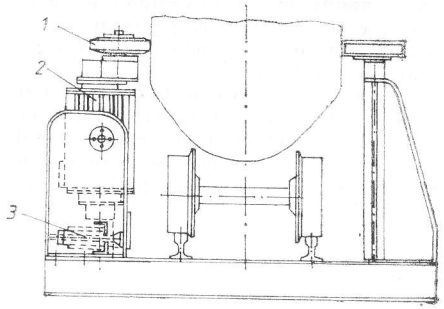



Fig. XXIV.156. Regulator de viteză: *1* — rolă (pneu) motoare; *2* — grup motor-reductor; *3* — arc de apăsare.

**Frînele de cale** (fig. XXIV. 157) se montează pe pante automotoare sau în fața opritoarelor, pentru a micșora viteza vagonetelor și constau din două corniere-sabot, articulate la rama fixă *2*, în punctul *3*. Cornierele-sabot exercită o forță de apăsare

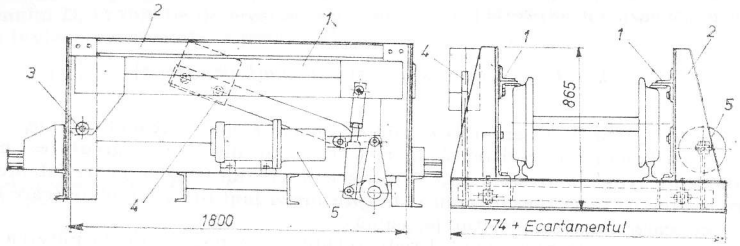



Fig. XXIV.157. Frînă de cale.

asupra roților datorită contragreutății *4*. Reglînd greutatea și lungimea brațului contragreutății, se reglează și forța de apăsare. Contragreutatea poate fi înlocuită cu un arc, a cărui forță de apăsare poate fi, de asemenea, reglată. Cînd astfel de frîne sînt folosite chiar pentru oprirea vagonetelor, ca, de exemplu, în fața coliviilor și culbutoarelor și cînd sînt dublate cu opritori, ridicarea contragreutății sau învingerea forței de apăsare a resortului în scopul eliberării roților vagonetului se face cu un cilindru pneumatic sau hidraulic *5*.

**Opritoarele de cale** pot fi împărțite în două grupe: a) *opritoare cu cîrlige sau cu tacheți verticali* care prind vagonetul de osie; b) *opritoare cu saboți* care se așază pe șinele căii ferate în fața roților vagonetului.



În fig. XXIV. 158 este prezentată schema unui opritor format din cîrligele *1*, care sînt ținute ridicate (în poziție normal închise) de către resorturile *2*. Coborîrea cîrligelor (deschiderea) se face cu ajutorul cilindrului pneumatic *3*. Rama *4*, pe care este montat mecanismul opritorului, poate aluneca pe rama inferioară *5*, iar pentru amortizarea loviturilor în momentul opririi vagonetului sînt prevăzute resorturile *6*.

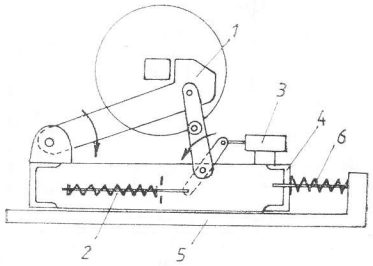



Fig. XXIV.158. Schema unui opritor cu cîrlig.

În fig. XXIV. 159 este prezentată construcția combinată a unei frîne de cale cu două opritoare cu tacheți verticali, care se așază înaintea împingătorului din rampele puțurilor și care asigură și dozarea vagonetelor.

Dozarea vagonetelor în fața coliviilor se poate realiza montînd un opritor înaintea împingătorului și unul după împingător, legați între ei ca în fig. XXIV. 160.

Uzina de la Crișcior execută și instalație de împingere a vagonetelor formată din: frînă combinată cu două opritoare cu tacheți verticali, împingător pneumatic, opritor cu gheare și pod basculant legat prin pîrghii cu podul basculant opus.

În fig. XXIV. 161 este prezentat un opritor de cale din grupa a doua, unde saboții *1*, montați pe axele *2*, se pot așeza pe șine prin rotire către interior sau se pot roti în afară, eliberînd drumul roților. Saboții sînt ținuți în poziție închisă de către contragreutatea *3*, care acționează printr-un sistem de pîrghii. Rotirea saboților și respectiv ridicarea contragreutății se realizează cu un cilindru *4* (pneumatic sau hidraulic) sau manual. Pe axul *2* al fiecărui sabot este prevăzut un arc, care amortizează loviturile în timpul opririi.

Se recomandă ca vagonetele să nu intre în opritoare cu viteză mai mare de 1,2 m/s. În cazul vitezelor mai mari, care pot ajunge pînă la 3 m/s, în fața opritoarelor se prevăd frîne pentru reducerea vitezei.

## 7.3. UTILAJE DE ÎNCĂRCARE FOLOSITE ÎN STAȚIILE DE TRANSPORT

Încărcarea materialului într-o stație, atît în subteran cît și la suprafață, poate fi: 1) dintr-un rostogol sau siloz pe un transportor, cînd se folosesc întotdeauna alimentatoare; 2) dintr-un rostogol sau siloz în vagonete, cînd se folosesc dispozitive de-

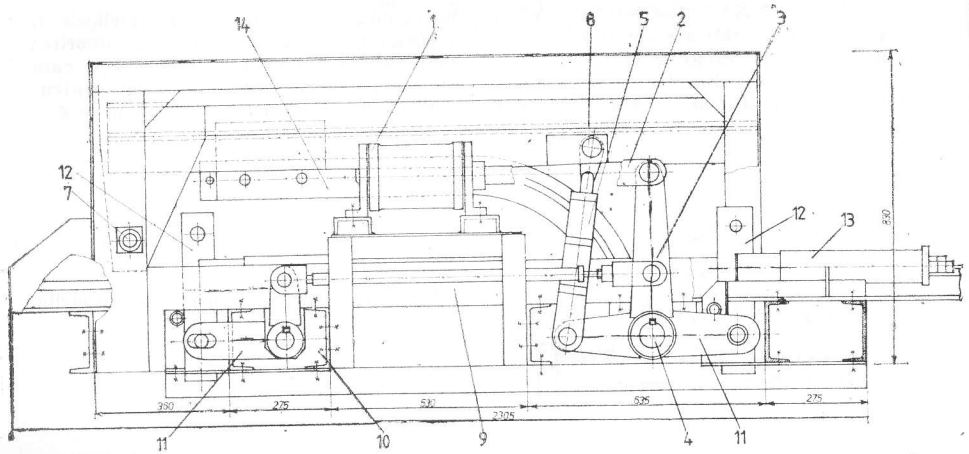



Fig. XXIV.159. Frînă combinată cu două opritoare cu acționare pneumatică comună : *1* — cilindru pneumatic de acționare ; *2* — bielă articulată la tija cilindrului pneumatic ; *3* — pîrghie dublă ; *4* — axul principal ; *5* — tije reglabile (2 buc.) ; *6* — falca frînei (2 buc.) ; *7* — articulațiile fixe ale fălcilor frînei ; *8* — articulația între tija reglabilă și falca frînei ; *9* — tija opritoarelor ; *10* — pîrghie ; *11* — leviere ; *12* —tacheți verticali de oprire (2×2 buc.) ; *13* — amortizoare (2×2 buc.) ; *14* — contragreutăți.

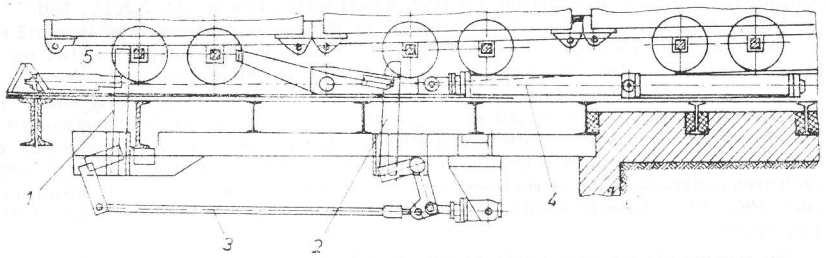



Fig. XXIV.160. Instalație pentru introducerea vagonetelor în colivie : *1* și *2* — opritori cu tacheți verticali ; *3* — tija de legătură între opritori ; *4* — împingător pneumatic ; *5* — amortizor

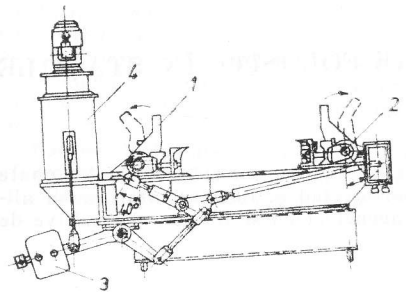



Fig. XXIV.161. Opritor de cale cu saboți.



închidere sau alimentatoare ; 3) de pe un transportor în vagonete, cînd se folosesc dispozitive pentru acoperirea spațiului între vagonete.

**Alimentatoarele** (fig. XXIV. 162) permit reglarea debitului, motiv pentru care se folosesc întotdeauna la încărcarea pe transportoare . Ele se recomandă pentru încărcarea vagonetelor numai în stații cu durată mare de viață și de mare capacitate.

*Alimentatorul cu lanțuri* (fig. XXIV. 162, *a*) reprezintă o construcție intermediară între un alimentator și un închizător, întrucît nu asigură o reglare precisă a debitului (prin variația vitezei lanțurilor) și nu închide cu oportunitate curentul de material.

Pentru condițiile grele ale minelor de minereuri, se recomandă *alimentatoarele vibrante* cum este cel de tip PVU (fig. XXIV. 162, *b*), de fabricație sovietică, care are debit de 1000 t/h, vibrator de tip debalans cu putere de 21 kW și frecvență a vibrațiilor de 1450 oscil/min. Amplitudinea vibrațiilor este de 3—5 mm, iar orientarea lor se asigură prin suporți elastici de cauciuc. Dimensiunile vibratorului : lungime 5 m, lățime 1,8 m și înălțime 1 m.

Alimentatoarele vibrante suspendate (fig. XXIV.162, *c*) se folosesc la suprafață și în subteran, permit reglarea debitului prin varierea frecvenței pe cale electrică. Ele se folosesc în condiții relativ ușoare la cărbune și minereuri (cu mărimea bucăților pînă la 300—700 mm), au debite de 90—500 m³/h, amplitudine 0,5—1 mm și lățimea jgheabului 900—1900 m. Vibratoarele electromagnetice au putere de 2—4 kW și sînt în număr de 1 sau 2.

*Alimentatoarele cu jgheab oscilant* au rolele montate la placa oscilantă sau fixe (fig. XXIV. 162, *d*) și pot fi înclinate în jos la 5—15°. Variația debitului se realizează prin variația frecvenței (mai rar) sau amplitudinii (de la 0—20 pînă la 135—280 mm), precum și prin variația înălțimii curentului de material cu ajutorul unui registru. Bordurile sînt fixe. Aceste alimentatoare au frecvența 40—70 oscil/min, lățimea și înălțimea 1000—2700 mm, lungimea 2500—7800 mm, debite de 50—2600 m³/h și putere 3—55 kW. Ele sînt larg utilizate atît în subteran cît și la suprafață, la cărbune și minereuri în bucăți pînă la 700 mm. Aceste alimentatoare pot fi acționate și hidraulic.

*Alimentatorul oscilant suspendat* din fig. XXIV. 162, *e* se recomandă pentru condiții ușoare de lucru ale gurilor de silozuri.

*Alimentatoarele cu bandă obișnuită* din fig. XXIV. 162, *f* se recomandă a se folosi la suprafață, îndeosebi la cărbune, întrucît banda se uzează repede. Ele au construcție simplă și pot asigura debite mari și uniforme. Viteza benzii este de 0,3—0,4 m/s.

La *alimentatorul cu bandă din plăci metalice* din fig. XXIV. 162, *g* fie banda are role ce se deplasează pe ghidaje, fie lanțurile se deplasează pe role fixe. Aceste alimentatoare au debite pînă la 800—1900 t/h și pot lucra în cazul materialelor tari și în bucăți mari pînă la 500 mm, însă întrucît sînt grele și au gabarit mare, se recomandă a se folosi în punctele principale și la suprafață. Lățimea benzii este de 650—1800 mm, viteza de 0,16—0,4 m/s, iar puterea de 5—75 kW. Alimentatoarele cu bandă pot fi și înclinate (pînă la 15°).

*Alimentatoarele cu mese* (fig. XXIV. 162, *h*) se folosesc în uzine de preparare pentru materiale ușoare, cu coeficient mic de frecare, fin sfărîmate și cu conținut de praf.

În cazul materialelor ușoare și cu granulometrie pînă la 100 mm, în uzine de preparare se întîlnesc și *alimentatoare cu masă rotativă* (fig. XXIV. 162, *i*).

La silozurile de la suprafață, care au gură de evacuare longitudinală (cu prispă), se folosesc *alimentatoare tip plug* (fig. XXIV. 162, *j*) sau *cu rolă cu palete* (fig. XXIV. 162, *k*) care sînt montate pe un cărucior ce execută curse în lungul silozului.

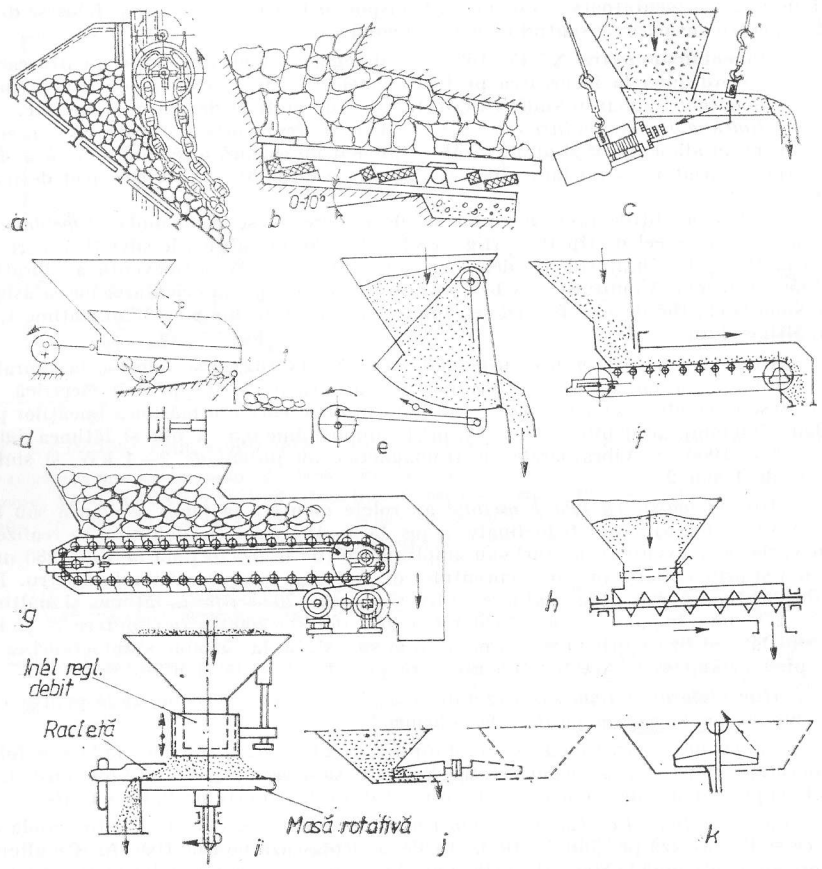



Fig. XXIV.162. Alimentatoare.

Punctele de încărcare în vagonete pot fi echipate cu *complexe automate*, care au în schemă un traductor *1*, sub formă de paletă (v. fig. XXIV. 162, *d*), care se înclină sub acțiunea materialului încărcat și comandă împingătorul, precum și un traductor care are forma unei pîrghii cu poziție normală perpendiculară pe linie ferată și care este înclinată spre înainte de către peretele vagonetului. Traductorul comandă pornirea și oprirea alimentatorului, așa încît să nu cadă material între vagonete.

**Dispozitivele de închidere** realizează numai deschiderea și închiderea gurii de rostogol sau de siloz, nu și controlul debitului, motiv pentru care se folosesc numai cînd încărcarea se face în vagonete.



Închizătoarele trebuie să aibă construcție simplă, gabarit redus, să se închidă și să se deschidă ușor, să asigure o curgere ușoară și dirijată a materialului, să permită o ușoară reglare a curentului de material și să închidă etanș.

*Închizătorul cu fălci* din fig. XXIV. 163, *a* se folosește numai la silozurile de la suprafață, îndeosebi la cărbune. El nu poate prelua coloană mare de material.

*Închizătorul cu sector* din fig. XXIV. 163, *b* poate lucra și în cazul rocilor tari cu mărimea bucăților pînă la 300—400 mm, însă în timpul închiderii pot sări bucăți de material peste sector. Închizătorul din fig. XXIV. 163, *c* elimină acest neajuns, dar poate lucra numai la cărbune cu granule pînă la 160 mm. Închizătorul din fig. XXIV. 163, *d* are un sector care oprește curentul principal de material și un jgheab care oprește materialul mărunt, ceea ce face să poată fi folosit și la minereuri cu bulgări pînăla 400 mm.

*Închizătorul cu gheare din șine îndoite* (fig. XXIV. 163, *e*) și cu jgheab mobil sau cu sector are avantajul că poate opri ușor bucăți mari de minereu (pînă la 800 mm), iar jgheabul mobil oprește materialul mărunt ce curge printre bare. Ghearele din mijloc au lanțurile de ridicare mai lungi pentru a cobori înaintea celor marginale.

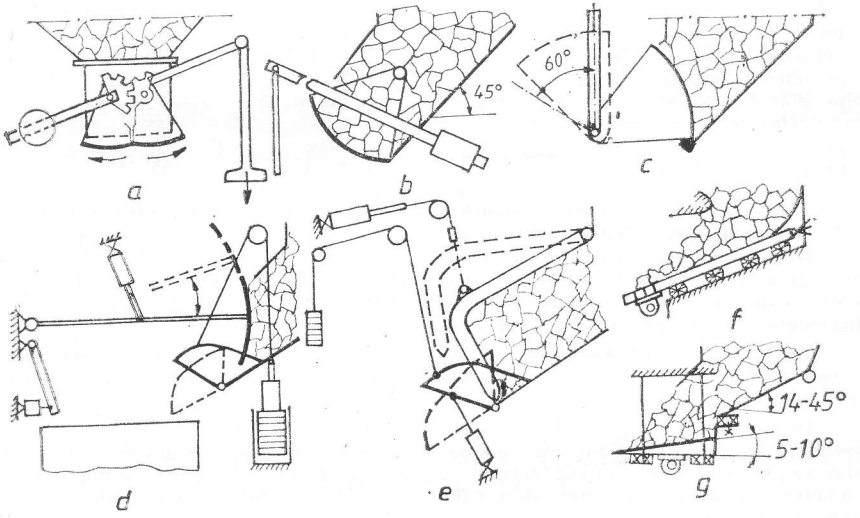



Fig. XXIV.163. Dispozitive de închidere.

*Închizătorul cu placă vibrantă* din fig. XXIV. 163, *f* este destinat să lucreze în condiții grele, cum sînt gurile de evacuare a minereului din abataj din cadrul metodei de exploatare cu blocuri de surpare. Placa are grosime pînă la 40 mm, permițînd sfărîmarea pe ea a negabaritilor.

*Închizătorul cu jgheab vibrant* din fig. XXIV. 163 *g* este destinat echipării găurilor de rostogol și are vibrator de tip debalans. Lățimea gurii de rostogol trebuie să fie de cel puțin trei ori mai mare decît dimensiunea maximă a bucăților de material. Înălțimea gurii de rostogol se ia 0,6 din lățime, iar în cazul bulgărilor mari se ia egală cu lățimea.

În cazul materialelor cu granulație mică, dimensiunea gurii de descărcare este de minim 300 mm.

Dintr-o gură de rostogol echipată cu închizător se poate încărca pînă la 200 t/schimb. Cînd se încarcă vagonete de mare capacitate, care au lungime mare, se pot construi două guri de evacuare alăturate. În cazul unor rostogoluri principale, se pot construi la bază două guri de evacuare (echipate cu închizătoare sau alimentatoare), amplasate opus una față de cealaltă și care descarcă în două galerii paralele (amplasate pe o parte și pe alta a rostogolului).

Folosirea jgheaburilor și alimentatoarelor vibrante conduce la creșterea debitului de evacuare de 2—2,5 ori, ușurează munca și permite automatizarea punctului de încărcare.

Coborîrea materialului prin greutate proprie are loc uneori pe vatră sau lucrări miniere înclinate, cînd materialul alunecă pe vatră, pe poditură de lemn sau pe jgheaburi metalice. În acest caz, materialul se deplasează cu viteză constantă dacă $tg\beta = f$, unde $\beta$ este unghiul de înclinare, iar $f$ coeficientul de frecare și care au următoarele valori :

| | $f$ | $\beta$ corespunzător |
|---|---|---|
| *Huilă* | | |
| — pe vatră | 0,7—0,8 | 35—38 |
| — pe scîndură | 0,6—0,7 | 30—35 |
| — pe jgheab metalic | 0,3—0,5 | 17—25 |
| — pe jgheab emailat | 0,21—0,25 | 12—14 |
| *Minereu* : | | |
| — pe vatră | — | 53—60 |
| — pe jgheab metalic | 0,7—1,4 | 35—55 |

Pentru a asigura o curgere sigură a materialului se pot lua pentru $\beta$ valori cu 5—10° mai mari decît cele indicate mai sus.

*Dispozitivele pentru acoperirea spațiului dintre vagonete* (fig. XXIV. 164) se folosesc în principal cînd cărbunele se încarcă de pe un transportor în vagonete. Ele pot fi folosite și în combinație cu alimentatoarele gurilor de rostogol, pentru a nu întrerupe funcționarea alimentatorului la fiecare vagonet.

În fig. XXIV. 164, *b* schimbarea poziției jgheabului basculant (sau al unei palete) se poate realiza automat printr-un sistem de pîrghii legate la o pedală pe care calcă roțile vagonetului.

Dispozitivul din fig. XXIV. 164 are două lanțuri fără sfîrșit, pe care sînt montate plăci, la distanță egală cu lungimea vagonetului. Fiecare placă are cîrlige, de care prinde marginea peretelui frontal al vagonetului. Lanțurile cu plăcile se deplasează împreună cu vagonetele, acoperind automat spațiul dintre vagonete, fiind acționate chiar de vagonetele în mișcare.

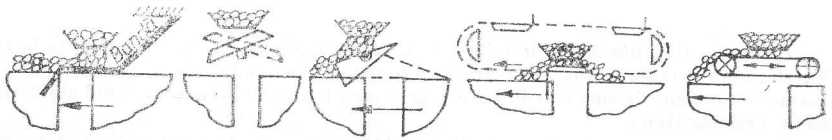



Fig. XXIV.164. Dispozitive pentru acoperirea spațiului dintre vagonete.



Pentru a încărca o cantitate cît mai mare de material în vagonet, în stațiile de încărcare se poate monta, sub vagonetul ce se încarcă, o *platformă vibrantă*, în scopul tasării materialului în vagonet.

Așa cum s-a arătat la începutul acestui capitol, în unele cazuri, stațiile de încărcare poate avea rol pozitiv în schema de transport, atunci cînd sînt prevăzute cu *silozuri-tampon* pentru substanță minerală utilă. Pentru acest motiv se recomandă ca atunci cînd există posibilitatea realizării unei diferențe de nivel, să se folosească ca silozuri -tampon rostogoluri sau descensoare elicoidale cu capacitate cît mai mare de înmagazinare, iar cînd acest lucru nu este posibil să se folosească silozuri-tampon metalice cu transportor. Rostogolurile tampon nu trebuie să aibă înclinare mai mică de 55° la minele de cărbuni și de 60° la cele de minereuri.

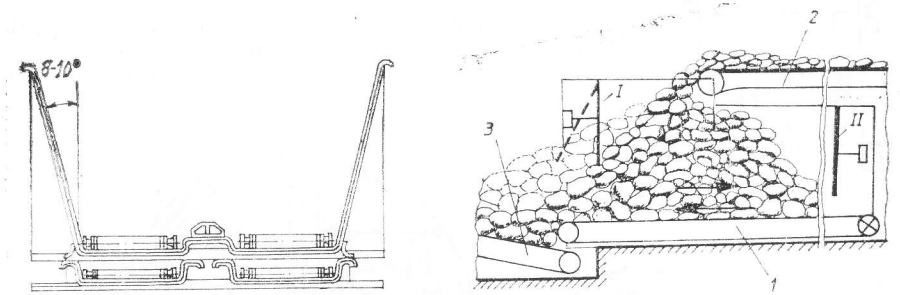



Fig. XXIV.165. Siloz-tampon metalic cu transportor.

*Silozurile-tampon metalice cu transportor* (fig. XXIV. 165) se folosesc la minele de cărbuni în punctele de joncțiune între transportul de sector și cel magistral. Ele au capacitate de 50—100 t și sînt prevăzute cu două transportoare cu raclete acționate cu motoare hidraulice, avînd o putere totală de 30—40 kW. Silozul poate fi montat și deasupra transportorului pe care se descarcă cărbunele. Comanda transportorului *1* al silozului (fig. XXIV. 165), cît și a transportorului *2* care aduce materialul și al transportorului *3* care preia, poate fi automată.

## 7.4. UTILAJE PENTRU DESCĂRCAREA VAGONETELOR (CULBUTOARE)

Descărcarea vagonetelor cu cutie fixă se realizează cu *culbutoare*, care pot fi : *frontale* sau *laterale*.

*Culbutoarele basculante frontale* se întîlnesc pe scară redusă numai la haldă.

*Culbutoarele rotative laterale* pot fi cu unul sau cu două compartimente. Culbutoarele cu un singur compartiment sînt formate dintr-o colivie, care poate if pentru unul sau pentru două vagonete și care se reazămă liber, prin intermediul inelelor de la capete, pe două perechi de role. Aceste culbutoare pot fi pentru descărcarea vagonetelor decuplate (fig. XXIV. 166, *a*), pentru descărcarea vagonetelor cuplate între ele, dar fără trecerea locomotivei prin culbutor (fig. XXIV. 166, *b*) și pentru descărcarea vagonetelor cuplate între ele cu trecerea locomotivei prin culbutor (fig. XXIV. 166, *c*).

La culbutoarele din fig. XXIV. 166, *a* ce se fabrică la UUMR, transmiterea momentului necesar rotirii coliviei de la rolele motoare la inelele coliviei se face prin frecare iar rotirea este de 360°.

Rotirea se mai poate realiza și cu un lanț (mai frecvent cu zale calibrat), ca în fig. XXIV. 166, *b* sau avînd pe periferia coliviei o coroană dințată care angrenează cu un

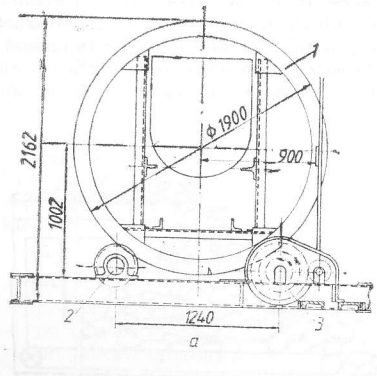
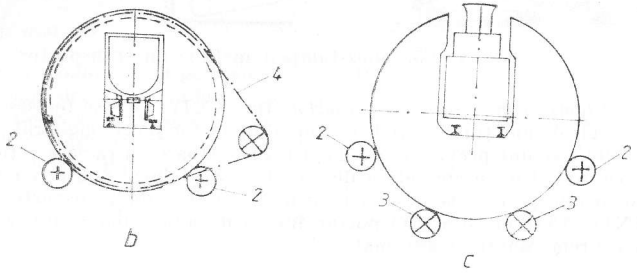



Fig. XXIV.166. Culbutoare cu un compartiment :
*1* — colivie; *2* — role libere; *3* — role motoare; *4* — lanț.




pinion antrenat de un grup de acționare. În aceste două cazuri, rotirea coliviei poate fi de 360° sau de 180—200° cu revenire. Rotirea parțială cu revenire se poate realiza prin schimbarea sensului de rotire a motorului sau folosind un inversor (fig. XXIV. 167). Rotirea parțială se folosește îndeosebi cînd în culbutor este montat un vibrator pentru curățirea vagonetelor, ceea ce simplifică alimentarea cu energie a vibratorului. Cînd în culbutor intră un vagonet, numărul vibratoarelor este 1 sau 2, iar cînd intră două vagonete, numărul vibratoarelor este de 2 sau 4.

Numărul de rotații ale culbutorului este de 3—5 rot/min, iar capacitatea maximă de exploatare ce se realizează este de 3 culbutări/min. Puterea motorului de acționare $P = 5V$ [kW], iar masa culbutorului $M_c \approx 6\ V$ [t], unde $V$ este capacitatea vagonetului, m³. Se recomandă ca întreaga construcție a culbutorului să fie închisă.

Culbutoarele cu două compartimente (fig. XXIV. 168) nu necesită motor de acționare, însă au gabarit mare și nu se rotesc întotdeauna complet (necesitînd dispozitive de redresare). Pentru acest motiv ele se întîlnesc numai la suprafață.



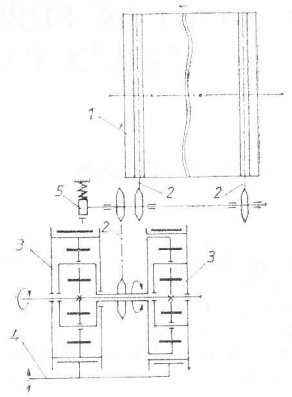



Fig. XXIV.167. Schema cinematică a unei acționări cu inversor format din două reductoare planetare :
*1* — colivia culbutorului; *2* — transmisii cu lanț; *3* — reductoare planetare; *4* — mecanismul de comandă a frînelor; *5* — frînă cu arc.

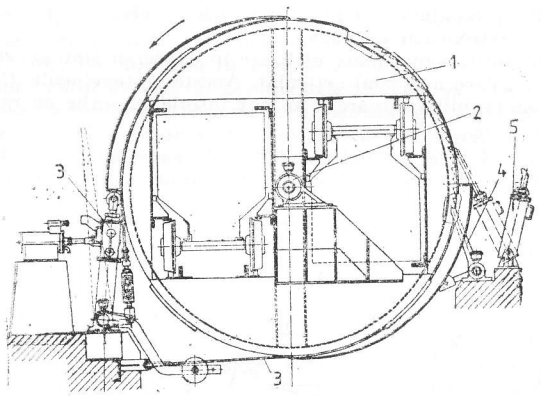



Fig. XXIV.168. Culbutor cu două compartimente :
*1* — colivie; *2* — axul pe care este suspendată colivia; *3* — opritor; *4* — clichet antigiratoriu; *5* — cilindru pneumatic de redresare.

În fig. XXIV. 169 este prezentat un culbutor rotativ-basculant sfert, unde partea mobilă se rotește pe două perechi de role pentru a ajunge din poziția *I* în poziția *II* și apoi se basculează pentru a ajunge în poziția *III*. Aceste culbutoare sînt numai pentru vagonete cu capacitate pînă la 1 m³ și se pot monta chiar deasupra căii ferate. Ele se utilizează ca culbutoare semistaționare pentru producții mici, cum este cazul pe galeriile de suborizont (pentru minereu sau steril), sau la suprafață pe platformele de luat probe.

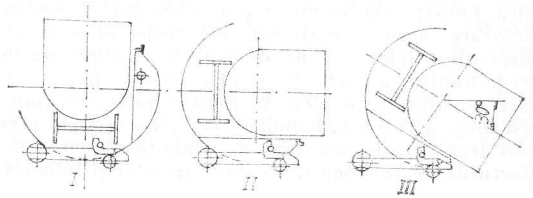



Fig. XXIV.169. Culbutor rotativ-basculant.

# 8. TRANSPORTUL AUTO ÎN SUBTERAN ȘI ÎN CARIERE

## 8.1. TRANSPORTUL AUTO ÎN SUBTERAN

Transportul auto în subteran se întîlnește la exploatările de minereuri și săruri, precum și la săparea tunelelor, îndeosebi cînd procesul de extragere este ciclic (prin perforare-împușcare). Întrucît are autonomie și manevrabilitate mare în funcțiune și poate transporta roci tari în bucăți mari (pînă la 800 mm), transportul auto se folosește la minele de minereuri pentru colectarea producției de la mai multe abataje pînă la un rostogol. Dacă distanța de transport și diferența de nivel nu este mare, poate asigura transportul din fronturile de lucru pînă la suprafață.

Motoarele diesel și întregul echipament al autovehiculelor trebuie să prezinte siguranță împotriva incendiilor și intoxicării cu gaze.

Autovehiculele care au căpătat cea mai mare utilizare în subteran sînt *automobilele cu două osii și cu roți simple*, care au șasiul articulat. Aceste autovehicule (fig. XXIV. 170 și XXIV. 171) au manevrabilitate mare și se pot înscrie în curbe cu rază

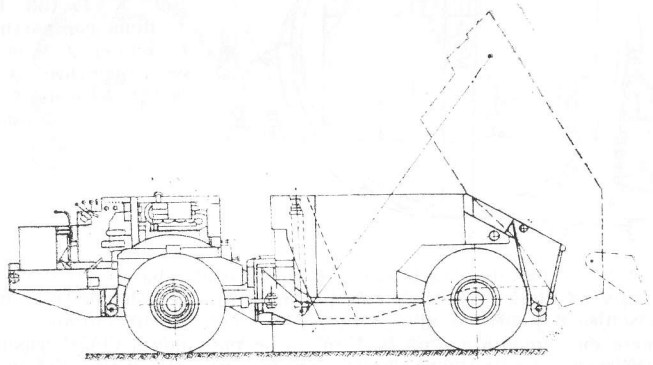


Fig. XXIV.170. Autobasculantă cu basculare benei în spate.

mică. Construcția lor este joasă și compactă, pentru a asigura o capacitate maximă de încărcare la un gabarit cît mai redus al autovehiculului. În acest scop, se folosesc suspensii simple cu arcuri de cauciuc. Schimbarea de direcție se realizează cu doi cilindri hidraulici, așezați cîte unul pe fiecare parte a articulației șasiului. Articulația permite unghiuri de deviere în fiecare parte, în plan orizontal, pînă la 50—60°. În același timp, articulația cilindrică din plan vertical permite ca cele două osii să aibă înclinări transversale una față de cealaltă cu circa 20° în fiecare parte, ceea ce elimină eforturile de torsiune din cadrul șasiului și înbunătățește aderența autovehiculului.



Aceste automobile pot fi cu descărcare prin basculare în spate, cînd se numesc *autobasculante* (fig. XXIV. 170) sau *cu cutie telescopică* (XXIV. 171). Autobasculantele au sarcină utilă de 6—60 t (mai frecvent 15—25 t) și capacitate utilă de 5—21 m³ (mai frecvent 7—14 m³). În funcție de felul rocilor, ele pot fi desti-

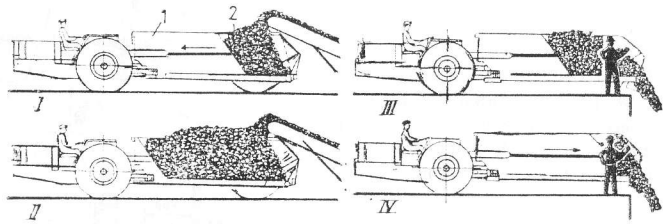



Fig. XXIV.171. Autovehicul cu semiremorcă telescopică:
*I* și *II* — fazele de încărcare; *III* și *IV* — fazele de descărcare.

nate minereurilor ușoare și sărurilor (cu densitate în vrac de 1,3—1,7 t/m³) sau minereurilor grele (cu densitate în vrac de 1,7—2,5 t/m³). Gama tipodimensională mai frecvent întîlnită în funcție de încărcătură este 4(6) 12(15) 20(25) și 35(42) t. Coeficientul de tară ai acestor autovehicule este de 0,64—0,9 și scade odată cu creșterea capacității utile a benei și densității minereului. Valorile mai frecvent întîlnite ale dimensiunilor acestor autovehicule sînt următoarele: lungimea 6,3—9,3; lățimea 2,4—3,3; înălțimea 1,6—2,5 m (ajunge la 3,7 m cînd are încărcătură de 40 t). Operația de basculare durează circa 20 secunde, iar înclinarea fundului benei ajunge la 55—60°.

Automobilele cu cutie telescopică au cutia formată din două subansamble, respectiv din două jumătăți (fig. XXIV. 171). Jumătatea din spate *1* este fixă, iar jumătatea din față *2* este mobilă. Peretele din față al semicutiei mobile *2* este de forma unei lame mobile. La descărcare se împinge cu ajutorul unui cilindru hidraulic mai întîi semicutia *2* și apoi peretele mobil, pînă ce se descarcă întreaga cantitate de material. La încărcare se încarcă semicutia *2* ce se află deplasată în spate, după care este trasă în față și se continuă încărcarea spațiului rămas liber al semicutiei *1*. În spate, cutia are un perete articulat ce se deschide în jos în timpul descărcării. Cutiile telescopice au lungime mai mare decît cele basculante, cu circa 30—35%, fără să necesite ca lungimea părții în consolă a transportorului mașinii de încărcat să fie mai mare. Automobilele cu cutie telescopică au încărcătură utilă de 15—40 t, coeficient de tară 0,75—1, lungime 8,50—10 m, lățime de 2,8—3,7 m și înălțime de 1,7—2,5 m. Aceste automobile sînt utilizate pe scară mai redusă decît basculantele și se recomandă numai cînd în punctul de descărcare nu este suficientă înălțime liberă pentru basculare și cînd minereul nu are abrazivitate mare (la săruri, șisturi bituminoase etc.).

Autovehiculele folosite în subteran au putere de 70—200 kW (cînd au puteri mai mari, iar încărcătura utilă depășește 30 t, au cîte două motoare diesel a 184 kW), viteză maximă de 8—40 km/h (mai frecvent 20—25 km/h) și transmisie cu cutie de viteze și convertizor hidraulic.

În practică ele se întîlnesc astfel: cu două viteze înainte și două înapoi; cu două viteze înainte și una înapoi (mai frecvent); cu o viteză înainte și una înapoi. Razele de viraj au următoarele valori: raza interioară 1,8—4,0 m, iar raza exterioară 5,8—8,5 m. Toate roțile autovehiculului au frîne pe disc.

Cînd transportul auto se execută pe lucrări miniere principale (fig. XXIV.172) trebuie să se asigure un spațiu liber pentru circulație cu lățime de cel puțin 1,5 m la înălțimea de 1,8 m, iar spre partea opusă de 0,6 m. Spațiul liber între partea cea mai

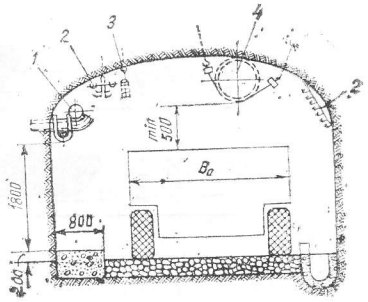



Fig. XXIV.172. Exemplu de galerie principală amenajată pentru transport auto:
1 — conducta de aer comprimat; 2 — ancore pentru suspendarea cablurilor; 3 — lămpi de iluminat; 4 — conductă de aeraj (dacă este cazul).

înaltă a autovehiculului și tavanul lucrării trebuie să fie de cel puțin 0,6 m cînd lucrarea este susținută în beton, zidărie, torcret sau nesusținută și de 0,8 m în cazul susținerii cu cadre de lemn, cintre sau ancore.

Pentru abataje și preabataje trebuie să se asigure următoarele spații libere: 0,6 m pe părțile laterale pentru lucrări nesusținute, betonate sau torcretate și 0,8 m dacă lucrarea este susținută în cintre metalice sau lemn, cînd este interzisă circulația personalului în timpul transportului; 0,6 m pe o parte și 1,2 m pe partea destinată circulației, cînd pe lucrare este admisă circulația personalului; 0,5 m pînă la tavan cînd lucrarea este susținută în beton, toreret sau nesusținută și 1 m în cazul lucrărilor susținute în lemn sau cintre metalice.

De obicei lucrează în complex o mașină de încărcat (de cele mai multe ori cu brațe) cu două automobile. În acest caz, pentru corelarea lor capacitivă este necesar ca:

$$t_i = \frac{M}{Q} = T_c k \text{ [min]},$$

unde: $t_i$ este timpul de încărcare, min; $M$ — încărcătura utilă a autovehiculului, t; $Q$ — debitul tehnic al mașinii de încărcat, t/min; $T_c$ — timpul unei curse, min; $k = 1{,}1 \ldots 1{,}15$ — coeficient de rezervă.

$$T_c = t_p + t_g + t_d + t_m \text{ [min]},$$

unde: $t_p$ și $t_g$ sînt timpii de mers la cursa plină și la cursa goală, min; $t_d = 15 \ldots 40$ s — timpul de descărcare; $t_m = 2 \ldots 4$ min — timpul de manevră și așteptări.

$$t_p = \frac{L_p}{v_{mp}}; \quad t_g = \frac{L_g}{v_{mg}} \text{ [min]},$$

unde: $L_P$ și $L_g$ sînt distanțele ce le parcurge autovehiculul la cursa plină și la cursa goală, m; $v_{mp} = k_v v_p$ și $v_{mg} = k_v v_g$, m/min — vitezele medii tehnice la cursa plină și la cursa goală, în care $k_v \approx 0{,}70 \ldots 0{,}75$ (crește odată cu micșorarea distanței de transport) — coeficient de neuniformitate a vitezei.



Vitezele tehnice $v_p$ și $v_g$ pentru cursa plină și cea goală se iau din diagrama de tracțiune a autovehiculului în funcție de condițiile concrete de exploatare. Cînd nu se cunosc caracteristicile de tracțiune ale autovehiculului se recomandă următoarele valori medii de calcul pentru viteza medie tehnică: pe galerii principale $v_{mp} = 8$ km/h și $v_{mg} = 10$ km/h; pe galerii neamenajate $v_{mp} = 5$ km/h și $v_{mg} = 3$ km/h. Îndeosebi pe galerii principale viteza crește odată cu capacitatea autovehiculului. Vitezele maxime de circulație $v_p$ și $v_g$ se verifică și în funcție de lățimea lucrării miniere, cu expresia:

$$v \leqslant 11(B_g - B_a) \quad \text{[km/h]},$$

în care: $B_g$ este lățimea galeriei, m; $B_a$ — lățimea autovehiculului, m.

Pentru tronsoanele pe care autovehiculul coboară (circulație în pantă), viteza de circulație se stabilește din condiția de frînare.

Timpul total al unei curse complete este:

$$T_{tc} = t_i + T_c \text{ [min]}.$$

Productivitatea pe schimb ce o poate realiza un autovehicul este:

$$Q_s = n_c M = \frac{60(T_s - T_{pr})}{T_{tc}} M \quad \text{[t/schimb]},$$

unde: $n_c$ este numărul de curse executate de autovehicul pe schimb;
$T_s$ — timpul unui schimb h; $T_{pr} = 0{,}7 \ldots 0{,}8$ h — timpul în care nu se execută transport, consumat pentru predarea schimbului, revizii, înpușcări cu exploziv, aerajul fronturilor după împușcare etc.

Numărul de autovehicule care trebuie să se afle în exploatare la un orizont sau pe întreaga mină se calculează cu expresia:

$$N_{ac} = \frac{A_s}{Q_{sm} k_u}$$

în care: $A_s$ este producția orizontului sau a minei, t/schimb; $Q_{sm}$ — valoarea medie a productivității unui autovehicul, t/schimb; $k_u = 0{,}5 \ldots 0{,}7$ — coeficient de utilizare în subteran a parcului de autovehicule.

Pentru îmbunătățirea indicatorilor tehnico-economici la transportul auto în subteran se fac următoarele recomandări: distanța de transport să nu fie mare, pentru ca o mașină de încărcat să fie servită numai de două autovehicule; în funcție de gabaritul lucrării să se aleagă autovehicul cu capacitate cît mai mare posibilă, considerîndu-se că pe galerie se circulă numai într-un șir; cînd transportă concomitent din mai multe puncte apropiate, să se organizeze circulația într-un singur sens (inelar); cu excepția abatajului, galeriile pe care se realizează transportul să aibă vatră betonată (cu grosime de 200 — 300 mm și înclinarea transversală de 0,01 — 0,02), sau acoperită cu astfalt-beton, ceea ce conduce la reducerea consumului de pneuri (de 2—3 ori) și de carburant, la creșterea duratei de viață a autovehiculelor și la creșterea productivității autovehiculului datorită creșterii vitezei de circulație, care poate ajunge pînă la 30 km/h pentru autovehicule pline și 40 km/h pentru autovehicule goale; punctele de încărcare și de descărcare să fie bine iluminate; lucrările miniere pe care se execută transportul să fie orizontale sau cu înclinare pînă la 8° (în mod excepțional pînă la 28°).

La minele de minereuri (indeosebi în cazul metodelor de exploatare cu camere și pilieri sau cu subetaje) se recomandă folosirea transportului auto, mai ales cînd exploatarea se face la mai multe orizonturi, la care se utilizează acest sistem de transport pînă la rostogolurile colectoare. În acest caz, la orizontul de bază de transport, la care se colectează întreaga producție, se folosește transportul pe cale ferată, iar dacă de la acest orizont transportul se face pe plan înclinate se folosesc transportoare cu bandă (cînd este necesară antezdrobirea minereului). Distanța de transport de la frontul de lucru pînă la punctul de colectare a producției (rostogol colector sau un punct de transbordare) se recomandă să nu depășească 100—350 m (crește cu sarcina utilă și cu îmbunătățirea condițiilor de circulație). Trebuie avut în vedere că la distanțe mari de transport cheltuielile de transport sînt mai mari la transportul auto decît la cel pe cale ferată. Dacă adîncimea și producția minei este mică, transportul auto poate fi folosit pînă la suprafață, cînd distanța de transport nu depășește 1—2 km. O astfel de soluție se folosește frecvent și la saline.

Productivitatea unui autovehicul cu semiremorcă poate ajunge pînă la 600—700 t/schimb. Autovehiculul trebuie să circule la ambele curse cu tractorul în față. Cînd au două motoare diesel pot să lucreze cu un singur motor la cursa goală, iar pe pante în jos chiar fără motor.

Cheltuielile de transport auto în subteran au aproximativ următoarea componență: 26% cheltuieli de amortizare (parcul auto circa 60% drumurile subterane circa 22%, etc.); 23% cheltuieli de întreținere și exploatare; 22% pneuri; 10—12% retribuții; 10% carburant etc.

În subteran se întîlnesc și autovehicule ca cel din fig. XXIV. 173, denumite și *vagoane automotoare*, care au un singur șasiu rigid și un transportor cu raclete montat

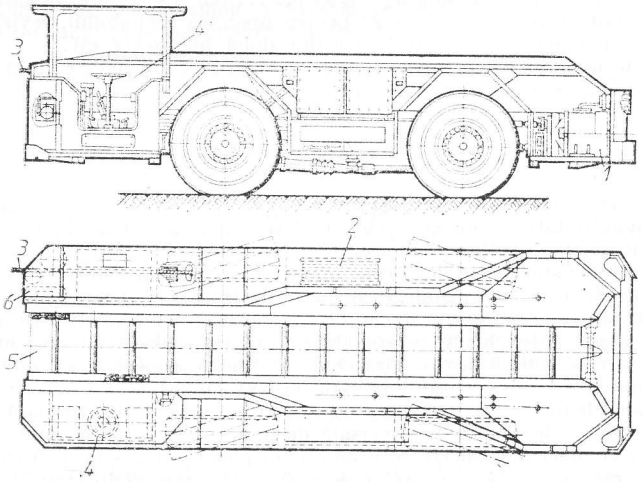



Fig. XXIV.173. Vagon automotor:

*1* — acționarea sistemului de rulare; *2* — tamburul cablului electric; *3* — cablul electric; *4* — punctul de comandă; *5* — transportorul; *6* — acționarea transportorului.



pe fundul cutiei. Motoarele, comanda, cît și celelalte echipamente sînt montate pe părțile laterale ale vagonului. Acționarea poate fi cu motor diesel sau electrică (mai frecvent). În cazul acționării electrice, motoarele sînt de curent continuu sau de curent alternativ la tensiunea de 250 sau 550 V, alimentate printr-un cablu flexibil. Sistemul de rulare are două motoare de 20—40 kW, care antrenează două sau toate cele patru roți.

Transportorul cu raclete are lanțuri cu eclise (cu pas de 50—80 mm), care au viteză de 0,15—0,2 m/s. Cutia are formă trapezoidală cu înclinarea pereților laterali la 60° (se întîlnesc și construcții care au 90°). Cînd lățimea vagonului este de 2,5—2,7 m, lățimea transportorului trebuie să fie de cel puțin 0,9—1,0 m.

Cutia se reazămă, fără suspensie elastică, în două puncte pe puntea din spate, iar pe puntea din față într-un singur punct la mijloc. Pneurile sînt de joasă presiune (5—7 bar).

Caracteristicile mai frecvent întîlnite ale vagoanelor automotoare au următoarele valori: capacitatea utilă 6—10 m³ (încărcătură 10—20 t); puterea 60—80 kW (din care circa 80% este folosită pentru sistemul de rulare); coeficient de tară 1,0—1,1 pentru minereuri, iar pentru roci mai ușoare ajunge la 1,4; viteză maximă 6—20 km/h (cînd sînt electrice cu cablu nu depășește 10 km/h); lățime 2,0—2,8 m; înălțime 1,1—2,0 m; lungime 7—9 m; rază minimă a galeriilor în curbe 8—10 m; panta maximă la urcare este de 12—18°, dar se recomandă să nu depășească 8°.

Întrucît aceste autovehicule au construcție complicată și uzură mare a transportorului, ele se recomandă numai la minele de minereuri ce nu au abrazivitate mare și la cele de săruri, în cazul metodei de exploatare cu camere și pilieri, unde lucrează cîte două vagoane în complex cu o mașină de încărcat.

Distanța de transport se recomandă să nu depășească 200—300 m. Productivitatea unui vagon automotor poate ajunge pînă la 400—500 t/schimb.

Întrucît transportorul cu raclete are uzură intensă și reprezintă cauza majorității ieșirilor din funcțiune a vagoanelor automotoare, în prezent se studiază realizarea unor astfel de autovehicule cu descărcare pe la fund (fără transportor), dar care necesită pentru încărcare un transportor portal încărcător.

## 8.2. TRANSPORTUL AUTO ȘI COMBINAT ÎN CARIERE

Transportul auto este larg utilizat în carierele de minereuri sau alte roci tari și este de neînlocuit în cazul zăcămintelor de formă neregulată sau care necesită o exploatare selectivă. De asemenea, el se folosește și la alte genuri de zăcăminte, pentru executarea lucrărilor de deschidere sau cînd producția minei este mică.

Elementele principale de care depinde eficiența transportului auto sînt căile de transport (drumurile) și autovehiculele folosite.

Drumurile se împart, în funcție de destinația lor, în: 1) *staționare*, cum sînt cele de pe tranșee și de la suprafața reliefului, care sînt betonate, astfaltate sau pavate și 2 *nestaționare*, cum sînt cele din fronturile de lucru sau de la halde, care nu au îmbrăcăminte.

Părţile structurale principale ale unui drum sînt : *infrastructura* şi *suprastructura* fig. XXIV. 174).

Infrastructura drumului o reprezintă lucrările de terasamente şi de artă şi poate fi : la nivelul solului, în rambleu, în debleu sau mixt (în rambleu şi debleu).

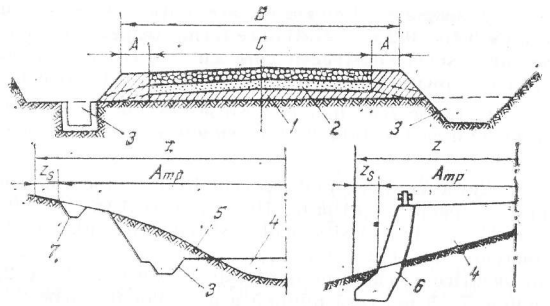



Fig. XXIV.174. Structura şi elementele geometrice principale ale profilului transversal al unui drum :

*1* — infrastructură (terasament) ; *2* — suprastructură ; *3* — canale ; *4* — rambleu ; *5* — debleu ; *6* — picior de sprijin ; *7* — şanţ de gardă ; *C* — partea carosabilă ; *A* — acostamente ; *B* — lăţimea drumului ; $A_{mp}$ — ampriza ; $Z_s$ — zone de siguranţă ; *Z* — zona drumului.

Rambleul trebuie să fie din material omogen, iar cînd este realizat din materiale diferite, la bază se aşază materialul cu drenabilitate mai mică şi i se dă înclinare transversală. Suprafaţa superioară a infrastructurii (a terasamentelor) se numeşte *patul drumului.*

Suprastructura drumului este formată dintr-o structură de rezistenţă şi îmbrăcăminte. Structura de rezistenţă, denumită şi *sistem rutier* sau *corpul căii*, reprezintă un ansamblu de structuri din materiale drenabile (pietriş, nisip, piatră spartă sau zgură) bine compactate. Aceste strate au înclinări transversale ca şi suprafaţa îmbrăcămintii drumului. Sistemul rutier poate fi : 1) *nerigid*, cînd în alcătuirea sa nu intră nici un strat rutier din beton sau macadam (strat de piatră spartă cilindrat) cimentat ; 2) *rigid*, care are în alcătuirea sa un strat din beton de ciment sau macadam cimentat. Cînd terenul, (patul drumului) este format din roci tari, nu se execută fundaţie sau, în general, structură de rezistenţă.

Îmbrăcămintea rutieră ( drumului) trebuie să asigure o suprafaţă cît mai netedă, o rezistenţă la deplasare a autovehiculului cît mai mică, coeficient de aderenţă a roţilor cît mai mare, scurgerea cît mai uşoară a apei şi să nu se degradeze sub acţiunea agenţilor atmosferici. Drumurile staţionare au îmbrăcămintea din asfalt, beton, asfalt-beton şi mai rar pavaj cu piatră cubică. Dacă autovehiculele folosite au sarcină utilă mai mare de 60 t, drumurile staţionare au îmbrăcăminte din beton armat. Betonarea este cea mai indicată, întrucît deşi reclamă investiţie mai mare, nu necesită cheltuieli mari de întreţinere, are uzură mică şi permite şi circulaţia utilajelor cu şenile. Cînd durata de viaţă a drumului nu este mare se foloseşte îmbrăcăminte uşoară (semipermanentă) din asfalt-beton sau piatră spartă compactată îmbibată pe o anumită adîncime cu liant (anrobată).

Rezistenţa necesară a sistemului rutier şi a îmbrăcămintii unui drum se stabileşte în funcţie de sarcina pe osie sau pe roată a autovehiculelor, de intensitatea traficului şi durata de viaţă a drumului, în conformitate cu STAS 1339-79.



Pentru scurgerea apei, îmbrăcămintea are înclinări transversale în ambele părţi cu următoarele valori : pentru asfalt sau beton 2—3%, pentru pavaj cu bulgări din piatră 3—4%, pentru pavaj cu piatră cubică 2,5—3%, pentru piatră spartă 2,5—3,5%, iar pentru sol îmbunătăţit sau neîmbunătăţit 4—5%.

Drumurile în spirală, în serpentină, din fronturile de lucru (de pe trepte) sau de la halde, au suprafaţa superioară înclinată într-o singură parte, şi anume spre amontele profilului transversal. De asemenea, pentru diminuarea forţei centrifuge în curbe, suprafaţa are o singură înclinare transversală denumită *denver*, care se realizează prin suprainălţarea părţii exterioare, şi are valori de 2—6%.

La drumurile nestaţionare, suprafaţa carosabilă este netezită cu buldozere şi cilindrată. Cînd solul este prea slab se folosesc plăci din beton armat precomprimat demontabile care se mută periodic.

Elementele principale care stau la baza proiectului unui drum sînt : lăţimea părţii carosabile, profilul transversal, planul şi profilul longitudinal al drumului.

Lăţimea *B* a părţii carosabile se stabileşte cu expresiile :

— pentru drum cu un singur sens (cu o bandă) :

$$B = A + 2a \text{ [m]};$$

— pentru drum cu dublu sens (cu două benzi) :

$$B = 2A + b + 2a \text{ [m]},$$

în care : *A* este lăţimea autovehiculului după roţile din spate, m ; $a = 0{,}4 \ldots 1$ m — lăţimea de rezervă de la roţi la marginea părţii carosabile ; $b = 0{,}7 \ldots 1{,}7$ m — distanţa dintre autovehiculele ce se încrucişează.

Profilul transversal al drumului este caracterizat în principal de relieful terenului, de lucrările de terasament, de lucrările pentru captarea şi drenarea apelor, precum şi de lucrările de consolidare sau de sprijin (taluzuri, consolidări de taluzuri, ziduri de sprijin etc.). Pentru colectarea şi îndepărtarea apelor se execută canale sau rigole pe marginea drumului, care trebuie să aibă o pantă longitudinală de 20—40‰. Mărimile care caracterizează lăţimea lucrărilor din profilul transversal sînt următoarele (v. fig. XXIV. 174) : lăţimea părţii carosabile ; lăţimea drumului, care se compune din lăţimea părţii carosabile şi cele două acostamente (în cariere lăţimea unui acostament este de circa 1 m) ; platforma drumului, care cuprinde lăţimea drumului plus trotuare sau alte piste, dacă este cazul ; ampriza drumului, care este lăţimea fişiei de teren ce cuprinde toate elementele constructive ale drumului ; zona drumului, care este lăţimea dată de ampriză plus zonele de siguranţă.

Planul drumului este proiecţia în plan orizontal a drumului. El trebuie să asigure securitatea transportului cu viteze cît mai mari, dar şi un volum cît mai mic de lucrări de terasament. Planul constă din porţiuni drepte şi porţiuni curbe, cu rază egală cu minimum de două ori raza minimă de înscriere a autovehiculului (după roţile exterioare), vizibilitatea trebuie să fie cel puţin 50 m. În curbe se supralărgeşte partea carosabilă. Cînd raza de curbură este de 10—30 m, supralărgirea este de 2—2,5 m.

Serpentina este o curbă cu rază mică (sub 40 m), care racordează două aliniamente (porţiuni de linie dreaptă din traseul drumului) ce se intersectează sub un unghi ascuţit (sub 40°), situată fie în interiorul unghiului aliniamentelor, fie în exteriorul acestora, cu ajutorul unor curbe auxiliare.

Profilul longitudinal al drumului, care reprezintă proiecția desfășurată a secțiunii longitudinale prin axul drumului, este format din porțiuni orizontale, înclinate și porțiuni de racordare în plan vertical.

Prin creșterea declivității drumurilor se reduc distanțele de transport și volumul lucrărilor de construcție a drumurilor, în schimb scade viteza de transport (îndeosebi a celor pline) și crește uzura autovehiculelor și a anvelopelor. Declivitatea optimă trebuie să asigure cheltuieli minime de transport cu luarea în considerare și a investițiilor pentru executarea drumurilor. La coborîrea autovehiculelor goale, panta maximă este limitată de asigurarea evitării accidentelor. Se recomandă următoarele declivități optime [%]:

| Felul îmbrăcămintei drumului | Pentru urcarea plinelor | Pentru coborîrea goalelor |
|---|---|---|
| Betonate sau asfaltate | 6—7 | 9—10 |
| Cu piatră spartă sau pietriș | 7—8 | 12—14 |
| Ușor îmbunătățită | 4—5 | 7—8 |

Din condiția asigurării unei circulații stabile (din condiția de aderență) pe o suprafață de drum relativ alunecoasă (udă sau parțial înghețată și cu o rezistență specifică la mișcare de 0,05—0,25), se recomandă ca declivitatea maximă la urcare să nu depășească următoarele valori: pentru autovehicule cu semiremorcă (6 × 2) — 4...6% (în paranteză este dată formula roților); pentru autobasculante (4 × 2) —7 ... 11%; pentru autovehicule cu semiremorcă activă (6 × 4) — 10 ... 14%; pentru autovehicule care au toate roțile motoare (6 × 6) sau (4 × 4) — 13 ... 17%. Valorile maxime se iau pentru autovehicule la care roțile de antrenare au motor propriu (motoare-roți), iar sarcina utilă este de minimum 75 t. Panta maximă din condiția ca uzură a anvelopelor trebuie să nu depășească 10—12% (în mod excepțional 15%).

În curbă declivitatea se micșorează față de declivitatea porțiunilor drepte cu care se racordează, cu valoarea:

$$\Delta_i = 30\,\frac{200 - R}{200}\quad [^0/_{00}]$$

În curbele buclelor drumurilor în serpentină, declivitatea longitudinală nu trebuie să depășească în nici un caz $45^0/_{00}$. Pe liniile cu declivitate continuă pe lungime mare, unde se observă formarea unui strat de gheață sau polei pe suprafața carosabilă, pentru a evita accidentele se recomandă să se prevadă porțiuni cu declivități care să nu depășească $20^0/_{00}$ și cu lungimi de cel puțin 50—60 m, la distanța de 500—600 m.

Raza minimă de racordare în plan vertical este de 500 m (în mod excepțional poate coborî pînă la 250 m) pentru curbe concave și 150 m (în mod excepțional 100 m) pentru cele convexe.

**Autovehiculele folosite în cariere** pot fi împărțite în două grupe: 1) *automobile*, 2) *autovehicule cu semiremorcă și cu tractor cu șa*. După construcția cadrului (respectiv a șasiului), automobilele pot fi împărțite în trei subgrupe: *cu șasiu rigid, cu șasiu articulat cu un singur grad de libertate în plan orizontal* și *cu șasiu articulat cu două grade de libertate* (unul în plan orizontal și unul în plan vertical perpendicular pe axul longitudinal al autovehiculului). Automobilele cu benă care se descarcă prin basculare în spate se numesc *autobasculante* (tab. XXIV. 33 și XXIV. 34).



*Tabelul XXIV.33*

**Caracteristicile tehnice ale autobasculantelor folosite în cariere, fabricate la Întreprinderea Mecanică Mîrșa**

| Tipul autovehiculului | ROMAN 19215 DFK | DAC-48-36 | DAC 90-61C | BC 90-40BC 42CR | DAC-180-100 | BC 180-90 B 42 E DAC 110 E |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| Sarcina utilă, t | 16 | 27 | 50 | 55 | 100 | 110 |
| Masa autovehiculului gol, t | 10 | 23,56 | 42,2 | 39 | 85 | 70 |
| Raportul repartizării sarcinii față spate | 6000/20000 | 12500/11060 | 47550/48650 | 31350/62650 | 92500/92500 | 55000/115000 |
| Viteza maximă, km/h | 70 | — | 55 | 55 | 25 | 53 |
| Dimensiuni, mm: | | | | 8420 | 10800 | 10100 |
| — lungime | 7345 | 7520 | 9780 | 4300 | 5160 | 5930 |
| — lățime | 2500 | 3500 | 4200 | 4360 | 4810 | 5240 |
| — înălțime în mers | 3150 | 3700 | 4070 | 8370 | — | 9380 |
| — înălțime de basculare | — | 7860 | — | 25 | 48 | 80,8 |
| Volumul util al benei, $m^3$ | 8,04 | 13 | 27,9 | 3900 | 4800 | 4570 |
| Ampatament, mm | 3095+1310 | 3600 | 4800 | | | |
| Lungimea consolei față,mm | 1500 | 2000 | 3130 | 2320 | 3800 | 2484 |
| Ecartament față, mm | 2050 | 2740 | 3300 | 3200 | 3400 | 4380 |
| Ecartament spate, mm | 1761 | 2350 | 3300 | 3830 | 3400 | 3600 |
| Tipul motorului | D2156 HMN | 1990 V12D | MB6 V331 TC 42-5A | MB 6V331 TC 42-5A | MB 820 Bb | 12V-331TC42 |
| Puterea motorului, kW | 158 | 242 | 450 | 450 | 735 | 905 |
| Construcția cadrului șasiului | Rigidă | Rigidă | Articulată | Rigidă | Articulată | Rigidă |
| Formula roților | 6×4 | 4×2 | 4×4 | 4×2 | 4×4 | 4×2 |
| Felul transmiei | Mecanică | Hidromecanică | Hidromecanică | Hidromecanică | Hidromecanică | Electromecanică |
| Numărul treptelor de viteză: înainte/înapoi | 6/1 | 4/4 | 4/4 | 4/4 | 2/2 | — |
| Felul arcurilor față | din foi | din foi | — | din cauciuc | — | din cauciuc |
| Felul arcurilor spate | din foi | din foi | — | din cauciuc | — | din cauciuc |

*Tabelul XXIV. 33* (continuare)

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Frîna față | cu saboți | cu saboți | cu saboți | cu saboți | cu saboți pe arborele transmisiei | cu saboți pe disc |
| Frîna spate | cu saboți | cu saboți | cu saboți | cu saboți | | |
| Acționarea frînelor | Pneumatic | Pneumo-hidraulic | Pneumo-hidraulic | Pneumo-hidraulic | Pneumatic | Pneumo-hidraulic |
| Servodirecția | Hidraulică | Hidraulică | Hidraulică | Hidraulică | Hidraulică | Hidraulică |
| Dimensiunile pneurilor | 11,00—20/16 PR | 18,00—25 | 6—33.5—39 | 24,00—35 | 24,00×49 | 27,00×49 |
| Unghiul de basculare al benei față de orizontală, grd | 50 | 50 | 50 | 55 | 50 | 51 |
| Timpul de basculare, s | 15 | 11 | 15 | 15 | 21 | 19 |
| Presiunea maximă în sistemul de basculare, bar | 150 | 210 | 200 | 200 | — | — |
| Diametrul minim de viraj, m | 15,3 | — | 21,8 | 19,6 | 21,4 | 38 |



*Tabelul XXIV.34*

**Caracteristicile tehnice ale autobasculantelor de fabricație sovietică**

| Tipul autobasculantei | Bel AZ-540 A | Bel AZ-548 A | Bel AZ-549 | Bel AZ-7519 | Bel AZ-7521 |
|---|---|---|---|---|---|
| Sarcina utilă, t | 27 | 40 | 75 | 110 | 180 |
| Masa autobasculantei încărcate, t | 21 | 29 | 65 | 85 | 135 |
| Coeficientul de tară | 0,778 | 0,725 | 0,866 | 0,773 | 0,793 |
| Viteza maximă, km/h | 55 | 50 | 55 | 52 | 50 |
| Dimensiuni de gabarit, mm | | | | | |
| — lungime | 7250 | 8120 | 10250 | 11250 | 13580 |
| — lățime | 3480 | 3790 | 5200 | 6100 | 7640 |
| — înălțime gol | 3580 | 3800 | 4670 | 5130 | 6100 |
| — formula roților | 4×2 | 4×2 | 4×2 | 4×2 | 4×2 |
| Distanța între osii, m | 3550 | 4200 | 4450 | 5300 | 6650 |
| Puterea motorului, kW | 265 | 368 | 772,8 | 956,8 | 1692,8 |
| Felul transmisiei | Hidromecanică | Hidromecanică | Electromecanică | Electromecanică | Electromecanică |
| Dimensiunile pneurilor | 18,00—25 | 21,00—33 | 24,00—49 | 33,00—51 | 40,00—57 |
| Acționarea frînelor | 1Pneumatică | Pneumatică | Hidraulică | Hidraulică | Hidraulică |
| Capacitatea geometrică a benei, $m^3$ | 15 | 21 | 36 | 44 | 70 |

Conform STAS 11929-80, gama tipizată a autobasculantelor în funcție de masa utilă este următoarea (în paranteză este dată puterea aproximativă a motorului): 5t (100 kW); 8,5 t (160 kW); 16 t (160 kW); 27 t (265 kW) 40 t (367 kW); 50 t (450 kW); 100 t (750 kW). Cele cu masă utilă peste 20 t au gabarit rutier depășit.

*Autovehiculele cu remorcă* se întîlnesc foarte rar numai pentru transportul substanțelor minerale ușoare, cum este cărbunele, cînd au capacitate utilă mare, iar descărcarea se face la partea inferioară.

*Autobasculantele cu șasiu rigid* (fig. XXIV. 175) au sarcină utilă pînă la 300 t și sînt cele mai întîlnite în practică, datorită următoarelor avantaje: au ținută bună de drum și prezintă siguranță în mers, cea ce permite circulația cu viteze mari; manevrele

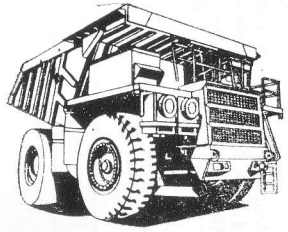


Fig. XXIV.175. Autobasculanta tip BC 180-90 B 42 DAC 110 E.

sînt simple și se execută rapid. Ele prezintă dezavantajul că au rază relativ mare de viraj, iar la sarcini utile foarte mari nu pot lucra pe terenuri slabe întrucît au numai patru roți.

*Autobasculantele care au cadrul șasiului articulat cu un singur grad de libertate în plan orizontal* (fig. XXIV. 176), la care schimbarea direcției se face cu ajutorul a doi cilindri amplasați cîte unul pe fiecare parte a articulației, au rază mică de viraj. Roțile

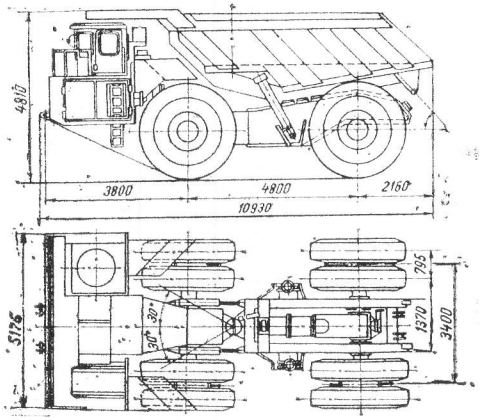



Fig. XXIV. 176. Autobasculanta tip DAC 180-100.

din față sînt duble și motoare, ca și cele din spate, ceea ce permite transportul în rampă cu declivitate mare. Aceste autobasculante au sarcină utilă medie și mare și au masă proprie mai mare decît cele cu cadru rigid.



*Automobilele care au circulație cu două grade de libertate* (fig. XXIV. 177), denumite și *dumpere*, au încărcătură utilă pînă la 40 t. Descărcarea cutiei se realizează prin basculare în spate, lateral sau la partea inferioară. Aceste autovehicule au rază mică de viraj, pot fi manevrate pe platforme mici și pot transporta pe drumuri accidentate

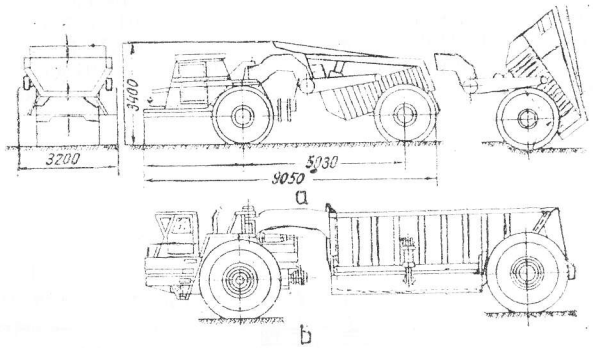



Fig. XXIV.177. Autobasculantă cu rama șasiului articulată cu două grade de libertate:

*a* — cu descărcare prin basculare în spate (tip D-101 de fabricație cehoslovacă);
*b* — cu descărcare inferioară bilaterală (de fabricație sovietică).

și cu declivitate pînă la 15%. Datorită ținutei de drum deficitară ele nu pot circula cu viteze mari. Ele folosesc în cariere de capacitate mică pînă la medie, atît la minereuri, cît și la materiale de construcție, mai ales cînd zăcămîntul este neuniform, iar spațiile din carieră sînt foarte restrînse, precum și la executarea lucrărilor de deschidere.

*Autovehiculele articulate cu semiremorcă și cu autotractor cu șa* (fig. XXIV. 178) au rază mică de viraj, în schimb manevrarea lor pe platforme este greoaie. Au încărcătură utilă pînă la 400 t și se descarcă prin basculare. Numai semiremorcile destinate

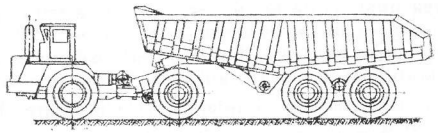


Fig. XXIV. 178. Autovehicul articulat cu semiremorca și autotractor cu șa.

transportului rocilor uscate, care au capacitate volumică mare, au descărcarea la partea inferioară. Semiremorcile cu încărcătură utilă mai mare de 80—100 t pot avea două osii. Datorită numărului mare de roți, care poate ajunge la 8, din care 6 pot fi duble, aceste autovehicule pot lucra pe terenuri foarte slabe de descopertă, avînd în același timp sarcini utile foarte mari. Întrucît numai autotractorul are roți motoare (cu formula roților 4 × 2 sau 4 × 4), aceste autovehicule nu pot transporta pe drumuri cu declivitate mare.

Motoarele autovehiculelor folosite în cariere sînt diesel, iar transmisia de la arborele motorului la roți poate fi mecanică, (pentru încărcături utile pînă la 20 t), hidromecanică (pentru autovehicule cu încărcătură de 20 — 100 t) sau electromecanică.

Transmisiile mecanice cu cutie de viteze se întîlnesc numai la autovehiculele de capacitate mică, pînă la medie (pînă la 20 t).

Transmisiile electromecanice se întîlnesc la autovehicule cu capacitatea de peste 50 t și constau dintr-un generator sincron trifazat cu excitație independentă de curent continuu (antrenat de motorul diesel) care alimentează motoarele de curent continuu ale roților prin intermediul unui redresor. În acest caz, motoarele-roți au o construcție bloc care cuprinde motorul, reductorul (unul sau două reductoare planetare) janta roții și frîna (fig. XXIV. 179).

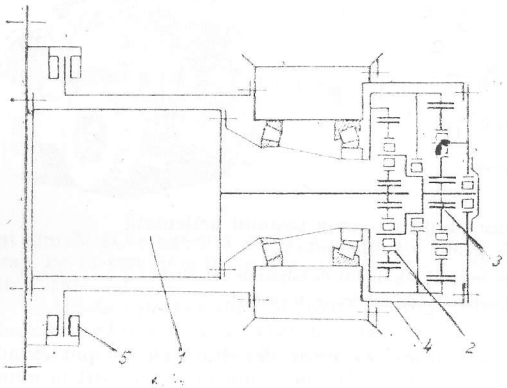


Fig. XXIV.179. Roată cu motor electric:

*1* — motorul electric; *2* și *3* — reductoare planetare; *4* — geanta roții; *5* — frînă de disc.

Transmisiile hidromecanice (cu convertizor hidraulic și cutie de viteze) și electromecanice au randament de 0,80—0,85 și asigură o variație continuă a momentului la roți.

Autovehiculele folosite în cariere au și dispozitive de încetinire (sisteme suplimentare de frînare), care au rolul de a menține constantă viteza timp îndelungat la coborîrea unor pante lungi, fără utilizarea frînei principale. Aceste dispozitive pot fi hidromecanice sau electromecanice și se recomandă pentru autovehicule cu sarcină utilă mare, acționarea lor fiind simplă și putînd fi automatizată. Dispozitivele de încetinire asigură și stabilitatea mișcării autovehiculului în cazul cînd suprafața drumului este alunecoasă.

Roțile sînt simple, iar cele motoare sînt de obicei duble.

Suspensia face legătura între cadru și punți sau direct cu roțile și se compune din elemente elastice, dispozitive de ghidare și elemente de amortizare. Elementele elastice micșorează sarcinile dinamice verticale care sînt pînă la de două ori mai mari decît cele statice. Elementele de ghidare preiau componentele orizontale ale forțelor dintre roți și drum. Amortizoarele au rolul de a amortiza oscilațiile care iau naștere, evitînd apariția fenomenului de rezonanță.

Suspensiile folosite sînt cu arcuri din foi, din cauciuc și hidropneumatice. Folosirea suspensiei hidropneumatice cu reglare automată a rigidității cilindrilor suspensiei a permis realizarea de autobasculante cu sarcină utilă pînă la 300 t.



La autovehiculele folosite în cariere cabina este amplasată deasupra motorului, dar mai modern alături cu motorul (îndeosebi la cele de capacitate mare).

Bena sau cutia reprezintă pînă la 30% din masa proprie a autovehiculului. Se execută și din oțeluri aliate sau din aliaje de aluminiu. Fundul benei se acoperă cu tablă de oțel de uzură sau cu cauciuc. Pentru ca în timpul iernii să nu înghețe materialul, fundul benei este încălzit de către gazele de eșapare. Basculareа benei se realizează cu doi cilindri hidraulici care lucrează la circa 150 bar, iar fundul benei se înclină la 50—60°. Timpul operației de descărcare este de 30—60 s.

Pe plan mondial se pregătește realizarea unor autovehicule agregat pentru cariere, cu sarcină utilă de 500—600 t. Pentru creșterea eficienței economice a transportului auto este necesar să se folosească autovehicule cu încărcătură utilă maximă în cadrul limitelor recomandate (tabelul XXIV. 35), cu viteză cît mai mare de transport, cu calități de manevrare cît mai ridicate.

*Tabelul XXIV.35*

**Recomandări de corelare a sarcinii utile a autovehiculelor și capacității cupelor excavatoarelor cu cantitatea de rocă ce se transportă anual**

| Cantitatea totală de rocă (steril și util) care se transportă pe an [milioane t/an] | Pentru cariere cu adîncime pînă la 150—200 m, sau pentru zona superioară cu adîncime pînă la 100—150 m în cazul carierelor cu adîncime mare *) | | Pentru zona inferioară, sub adîncimea de 100—150 m, în care transportul auto din interiorul zonei este combinat cu alte sisteme pentru ieșirea din carieră **) | |
|---|---|---|---|---|
| | Capacitatea cupei excavatorului [m³] | Încărcătura utilă a autovehiculului [t] | Capacitatea cupei excavatorului [m³] | Încărcătura utilă a autovehiculului [t] |
| 15—30 | 3—6 | 40—60 | 3—5 | 25—40 |
| 30—50 | 6—8 | 70—90 | 5—6 | 40—50 |
| 50—80 | 15—20 | 100—150 | 8—12 | 50—80 |
| >80 | ⩾20 | >150 | 10—12 | 80—120 |

*) Valorile maxime se iau pentru următoarele cazuri: I — cînd cariera se dezvoltă deasupra nivelului terenului înconjurător; cazul II — pentru cariere cu adîncime mică (pînă la 150—200 m) sau în zona superioară de descopertă a carierelor adînci, cînd distanța de transport este de 3—6 km. Valorile minime se iau pentru cazul II, dar cînd distanța de transport este sub 3 km.

**) Valorile maxime se iau pentru distanțe de transport de 1—2 km, iar cele minime pentru distanțe de transport pînă la 1 km (cînd spațiul carierei este mic și densitate mare a lucrărilor).

Pentru creșterea gradului de utilizare a autovehiculelor și a excavatoarelor, un rol important îl are organizarea circulației autovehiculelor (inclusiv în punctul de încărcare).

Timpul total al unei curse pentru un autovehicul (inclusiv timpul de încărcare) se calculează cu expresia:

$$T_{te} = t_l + t_p + t_g + t_d + t_m \text{ [min]},$$

în care : $t_i$ este timpul de încărcare ; $t_p$ — timpul de mers la cursa plină ; $t_g$ — timpul de mers la cursa goală ; $t_d$ — timpul de descărcare, care este de circa 1 min ; $t_m$ —timpul de manevrare și așteptări la o cursă, care în medie este de 2—3 min, în funcție de schema de manevrare.

Timpul de încărcare al unui autovehicul este :

$$t_i = \frac{n_c t_c}{60} \text{ [min]},$$

unde : $t_c$ este timpul unui ciclu de lucru al cupei excavatorului (20—40 s) ; $n_c$ — numărul necesar de cupe pentru încărcarea autovehiculului, care este un număr întreg.

Calculul numărului necesar de cupe se face :

— după încărcătura utilă a autovehiculului $M$ [t] :

$$n'_c = \frac{M k_a}{V_c k_u \rho} ;$$

— după capacitatea benei autovehiculului $V_b$ [m³] :

$$n''_c = \frac{k_s V_b}{V_c k_u k_t},$$

unde : $V_c$ este capacitatea cupei excavatorului, m³ ; $k_u$ — coeficient de umplere a cupei, care pentru roci slabe friabile și umede este 1,0, iar pentru roci tari este 0,6 ; $\rho$ — densitatea rocii în masiv, t/m³ ; $k_a$ — coeficient de afînare al rocii în cupa excavatorului și are valori de 1,2 în cazul rocilor moi și umede și de 2,2 în cazul rocilor foarte tari ; $k_s = 1{,}2$ — coeficient de supraîncărcare a benei ; $k_t$ — coeficient de tasare a rocii în bena autovehiculului față de starea de afînare din cupă, care are valoarea 0,94 pentru roci moi și 0,75 pentru roci tari.

Pentru $n_c$ se alege valoarea cea mai mică dintre $n'_c$ și $n''_c$, care se rotunjește ca număr întreg prin micșorare cînd partea fracționară este mai mică de 0,75 și prin majorare cînd este mai mare de 0,75. Înlocuind pe $n'_c$ (în formula acestuia) cu valoarea stabilită pentru $n_c$, se calculează încărcătura efectivă $M$ a autovehiculului.

Pentru calculul timpilor de mers la cursa plină $t_p$ și la cursa goală $t_g$, se împarte traseul în tronsoane de drum de lungime $l_i$ [km], care au aceeași calitate a suprafeței și aceeași declivitate, respectiv care opun aceeași rezistență la mișcare cu viteză constantă de regim. Viteza tehnică nominală de regim (de circulație) pentru cursa plină $v_{pi}$ [km/h] și pentru cursa goală $v_{gi}$ [km/h] se stabilește pentru fiecare tronson în parte, pe baza diagramei de tracțiune a autovehiculului. Pentru tronsoanele pe care autovehiculele coboară pe pantă viteza de circulație se stabilește din condiția de frînare. Viteza admisă în curbe din condiția de uzură a anvelopelor se calculează cu expresia :

$$v = 3{,}6 \sqrt{gR(\psi_t \pm i_c)} \text{ [km/h]},$$

în care : $R$ este raza curburii, m ; $\psi_t = 0{,}3 \ldots 0{,}45$ — coeficient de aderență transversală a roților cu suprafața drumului ; $i_c = 0{,}02 \ldots 0{,}06$—panta transversală de viraj a drumului.



Timpul de mers la cursa plină și la cursa goală se calculează cu expresiile :

$$t_p = 60 \Sigma \frac{l_i}{k_v v_{pi}} ; \; t_g = 60 \Sigma \frac{l_i}{k_v v_{gi}} \text{ [min]},$$

în care : $k_v = 0{,}75 \ldots 0{,}9$ este coeficient de neuniformitate a vitezei.

Cînd nu se cunosc caracteristicile de tracțiune ale autovehiculului, se recomandă următoarele viteze de circulație în cariere, km/h :

— pe drumuri principale de la suprafață . . . . . 25 ... 30
— pe tranșee la urcare . . . . . 10 ... 20
— pe tranșee la coborîre . . . . . 20 ... 30
— pe drumuri nestaționare pe trepte și haldă . . . . . 10 ... 30

La alegerea tipului autovehiculului și a excavatorului trebuie să se țină seama de corelarea capacitivă a acestora. Astfel se recomandă ca un excavator să fie servit de 4—5 autovehicule. În același timp, se recomandă ca numărul necesar de cupe pentru încărcarea autovehiculului să fie de 4—8 (crește o dată cu capacitatea autovehiculului și într-o măsură mai redusă și cu distanța de transport).

Numărul efectiv de autovehicule care servesc un excavator este :

$$N_{ae} = \frac{T_{te}}{t_i}$$

Numărul de autovehicule în funcțiune din carieră se poate stabili astfel :

— prin însumarea autovehiculelor care servesc excavatoarele :

$$N_{af} = \sum_{i=1}^{n} N_{ae_i},$$

unde $n$ reprezintă numărul de excavatoare în funcțiune ;

— pornind de la producția zilnică a carierei $A_z$ [t/zi] și debitul mediu orar pe care îl realizează un autovehicul :

$$N_{af} = \frac{A_z}{Q T_s k_u n_s},$$

unde : $Q = 60 \dfrac{M}{T_{te}}$ este debitul mediu tehnic orar realizat de un autovehicul, t/h (în acest caz se ia o valoare medie a lui $T_{te}$ pentru toate punctele de încărcare, care se poate calcula și cu valorile medii pentru $t_p$ și $t_g$) ; $T_s$ — timpul de lucru dintr-un schimb, h ; $k_u = 0{,}75$ — coeficient de utilizare a unui autovehicul în timpul unui schimb ; $n_s$ — numărul de schimburi lucrătoare pe zi.

Parcul de autovehicule de inventar este numărul de autovehicule în funcțiune majorat cu 20—40%, care ține seama de autovehiculele de rezervă și de cele care se află în revizii și reparații. Valoarea minimă a majorării se ia cînd se lucrează în două schimburi și cînd se pot organiza mai bine reviziile.

Producția frontului de lucru sau a carierei trebuie să fie satisfăcută și de capacitatea de transport (de trecere) a drumurilor. Capacitatea de trecere a unei benzi a drumului se calculează cu expresia :

$$N_b = \frac{60}{k_n l_i} \text{ [autovehicule/h]},$$

în care : $k_n = 1{,}7 \ldots 2$ este coeficient de neuniformitate a circulației autovehiculelor ; $t_i = 0{,}060 \frac{L_s}{v}$ — intervalul de timp dintre două autovehicule în mișcare, min ($L_s$ — distanța de siguranță dintre autovehicule, m ; $v$ — viteza de circulație, km/h).

Distanța de siguranță, $L_s$, resprezintă suma distanțelor parcurse de autovehicul în timpul reacției conducătorului auto și în timpul frînării efective, plus lungimea autovehiculului. Mai frecvent, distanța între autovehicule este 70—100 m.

Pentru viteza $v$ de circulație se ia viteza nominală de regim cînd se circulă pe drumuri cu sens unic, care se reduce cu 30—40% cînd se circulă la întîlnire pe drumuri cu două benzi.

Lucrările de întreținere și reparare a autovehiculelor sînt următoarele : revizia tehnică zilnică, revizia tehnică periodică 1 și 2 și reparația capitală.

Cariera revizia să dispună și de ateliere mobile pentru depanări și chiar pentru executarea de revizii tehnice. Această soluție este obligatorie pentru zonele inferioare ale carierelor cu adîncime mare.

Punctele de alimentare cu carburant și de lubrifiant trebuie să fie în număr de 3—4 la 100 autovehicule și se amplasează pe traseul cursei goale, dar se pot folosi și cisterne mobile.

Pentru creșterea gradului de utilizare a autovehiculelor se folosesc chiar cisterne mobile de alimentare cu carburant și cu lubrifiant.

**Transportul auto combinat în cariere.** Datorită manevrabilității, flexibilității și autonomiei în funcționare, precum și faptului că nu blochează frontul de lucru cu utilaje staționare (cale ferată, cabluri, transportoare etc.) și nu necesită o pregătire specială a căii de transport în front, transportul auto nu are concurență pentru zona fronturilor de lucru ale carierelor de minereuri, îndeosebi dacă zăcămîntul se dezvoltă pe adîncime și are formă neregulată. În același timp, eficiența economică a transportului auto scade foarte mult o dată cu creșterea distanței de transport.

*Transportul auto integral* se folosește în carierele cu capacitate mică, pînă la 100 milioane t/an (steril plus util), care se dezvoltă deasupra nivelului reliefului înconjurător, precum și în carierele cu adîncime pînă la 150—200 m, cînd distanța de transport nu trebuie să depășească 3—4 km, iar în mod excepțional 5—6 km. Aceasta presupune că suprafața carierei nu trebuie să fie prea mare, iar punctul de descărcare la haldă și la uzina de preparare să se afle în imediata apropiere a carierei. Întrucît declivitatea drumurilor este de 80—100‰ (în cazuri deosebite 120‰), la adîncimi de circa 150 m se depășește distanța de transport de 3—4 km.

În acest caz se folosește transportul auto numai în interiorul carierei (pînă la marginea carierei), pe distanță pînă la 2—2,5 km, de unde este continuat în exteriorul carierei cu un alt sistem de transport, de obicei pe cale ferată.

În cazul distanțelor mai mari decît cele menționate mai sus, îndeosebi la carierele cu adîncime mare, transportul auto este folosit numai pentru colectarea cantității de rocă (steril sau util) de la fronturile de lucru pînă la punctele principale de concentrare și transfer la alte sisteme de transport (pe cale ferată, cu bandă sau cu schip.). În felul acesta se folosesc cît mai complet toate avantajele fiecărui sistem de transport, obținîndu-se o eficiență economică maximă.

*Transportul auto combinat cu cel pe cale ferată* se folosește în cariere cu adîncime de 100—250 m, care au producție anuală de steril plus util mai mare de 20 mil. t/an și distanțe de transport mari. Transportul se execută auto în interiorul carierei pe distanțe pînă la 0,7—1 km, iar în continuare pe cale ferată pe distanțe mari, peste 4—5 km. Declivitatea căii ferate este de 20—40‰, iar în cazuri excepționale 60—80‰.



În majoritatea cazurilor traseul căii ferate este în spirală și cu ecartament normal. Vagoanele sînt de capacitate mare, iar tracțiunea se face cu locomotive electrice cu troleu.

*Stațiile de descărcare-încărcare* pentru trecerea de la transportul auto la cel pe cale ferată pot fi : 1) *cu descărcare directă a autovehiculelor în vagoane* (fig. XXIV. 180, *a*) care sînt cele mai simple și fără utilaje de încărcare, dar care nu asigură o încărcare nominală uniformă a vagoanelor (chiar dacă teoretic capacitatea unui vagon reprezintă un multiplu al capacității autovehiculului), și nu asigură independență între cele două sisteme de transport ; 2) *cu dozator* (fig. XXIV. 180, *b*), care față de sistemul anterior are

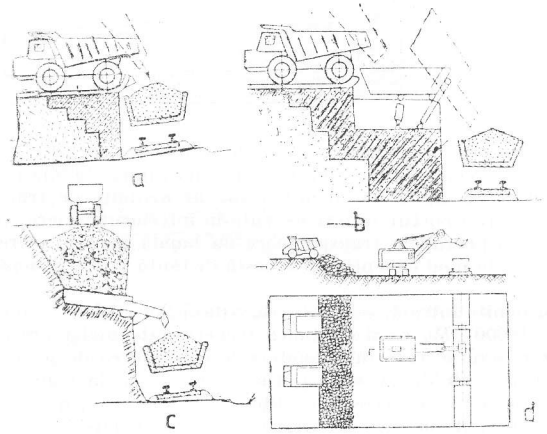



Fig. XXIV.180. Stații de descărcare-încărcare pentru trecerea de la transportul auto la transportul pe cale ferată.

doar avantajul că asigură o încărcare a vagoanelor care au aceeași capacitate cu a dozatorului ; 3) *cu silozuri tampon echipate cu alimentatoare* care pot fi construite pe taluz ca în fig. XXIV. 180, *c* (capacitatea unui siloz este de 200—500 t), sau baterie de silozuri metalice așezate în lungul căii ferate (capacitatea unui siloz este de 100—150 t). Stațiile cu silozuri necesită investiții mari și sînt echipate cu utilaje, în schimb asigură un oarecare grad de libertate între cele două sisteme de transport, precum și o încărcare uniformă a vagoanelor ; 4) *cu depozit* (fig. XXIV. 180. *d*), care are capacitatea de 3000—5000 m³. Ele necesită excavatoare pentru reîncărcare și suprafață relativ mare pentru amenajare, în schimb au avantajul că asigură independență totală între cele două sisteme de transport, nu necesită construcții și investiții mari, nu au utilaje fixe în funcțiune, reduc uzura vagoanelor, asigură o încărcare uniformă a vagoanelor, se reduc manevrele trenurilor și se pot muta ușor în zonele inferioare ale carierei. Depozitele asigură și independență în funcționarea fronturilor de lucru și uzina de preparare, precum și uniformizarea conținutului minereului.

Se întîlnesc și cazuri cînd transportul pe cale ferată se face pe tunele (calea ferată putînd continua și la suprafață). În acest caz, stațiile de încărcare pot fi, cele prezentate în fig. XXIV. 180, cînd tunelul se află la nivelul stațiilor, sau cu rostogoluri-tampon (fig. XXIV. 181), cînd tunelul se află sub nivelul inferior al carierei. Pentru unul și același tunel, odată cu coborîrea în adîncime se poate trece de la varianta a doua la varianta întîi. Gura de evacuare a rostogolurilor are raportul între înălțime și lățime

de 0,6—0,9 și trebuie să fie de 2,5—3 ori mai mare decît dimensiunea maximă a bucăților de material. Secțiunea rostogolurilor este de 7—20 m², iar a tunelului de 35—40 m².

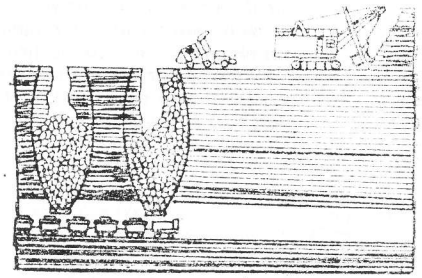


Fig. XXIV.181. Stații de descărcare-încărcare cu rostogoluri.

*Transportul auto combinat cu transportoare cu bandă* se folosește în cariere cu adîncime mare, peste 100 m (adîncimea maximă nu este limitată, putînd ajunge la 900 m), care au producție de steril plus util mai mare de 20 mil. t/an, iar distanța de transport nu este prea mare. În acest caz, transportul auto se execută în interiorul carierei pe distanță pînă la 1—1,5 km, iar transportul cu transportoare cu bandă pentru ieșirea din carieră, pe distanță pînă la 4 km (în mod excepțional această distanță poate fi depășită).

Transportoarele folosite au debite între 1,5—8 mii t/h, viteză 2,5—4,5 m/s, lungimea 350—900 m și putere 600—8000 kW. Cînd lungimea tranșeei este mai mare se montează mai multe transportoare în serie, care însă conduce la construirea de puncte de descărcare-încărcare și cresc cheltuielile de exploatare. Cu toate acestea la adîncimi mari, montarea mai multor transportoare în serie este obligatorie, iar lungimea lor poate să descrească de sus în jos. Se pot folosi și transportoare cu acționări intermediare de traseu sau transportoare cu bandă pe cabluri tractoare. Tranșeele pe care se montează transportoarele pot avea traseul și amplasarea în mai multe variante, după cum se vede în fig. XXIV. 182, în funcție de adîncimea și suprafața carierei, precum și de înclinarea taluzelor. Pentru steril pot fi 1—3 linii de transportoare, iar pentru util o singură linie (rareori două). Pentru reducerea cheltuielilor de executare a tranșeelor, se poate monta pe aceeași tranșee linia de transportoare pentru util și cea pentru steril.

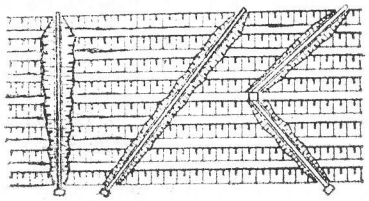


Fig. XXIV.182. Scheme de amplasare a transportoarelor cu bandă în tranșee.

În punctul de trecere de la transportul auto la cel pe bandă este necesar să existe o stație de antezdrobire, care reduce granulația la cea maximă admisă de caracteristicile transportorului (fig. XXIV. 183). Aceste stații pot avea caracter staționar sau nestaționar, cînd sînt amplasate pe un taluz de treaptă, iar construcția este mai mult metalică, pentru a se putea demonta și muta la un orizont inferior.



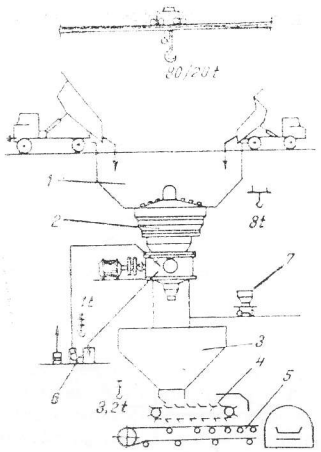



Fig. XXIV.183. Stația de antezdrobire din cariera Roșia Poieni:
*1* — siloz de recepție; *2* — concasor giratoriu; *3* — siloz; *4* — alimentator; *5* — transportor cu bandă cu lățime de 1400 mm; *6* — instalație de ungere; *7* — hidroset.

Uneori transportoarele pentru minereu sînt amplasate în lucrări miniere subterane, care necesită investiții inițiale mai mari față de cazul tranșeelor, în schimb se elimină punctele de traversare și influența intemperiilor. Pentru reducerea volumului de lucrări subterane și respectiv, a cheltuielilor de investiții, stația de antezdrobire și de încărcare pe transportor poate fi amplasată în carieră pe sol, ca și în cazul tranșeelor. Cînd stația de antezdrobire este montată în subteran (fig. XXIV. 183), aceasta poate avea și rostogol.

*Transportul auto combinat cu schip pe plan înclinat* se folosește la cariere mici pînă la mijlocii, cînd cantitatea de rocă ce se transportă anual este de 10—15 mil.t/an, iar adîncimea carierei de 60—400 m. Utilizarea cea mai eficientă a schipurilor este cînd adîncimea carierei este de 250—350 m, iar uzina de preparare și halda se află în imediata apropiere. Transportul auto se execută în interiorul carierei pe distanță pînă la 0,5—0,8 km, iar transportul cu schip pentru ieșirea din carieră se face pe plan înclinat cu unghi de 35—45°.

Schipurile (fig. XXIV. 184, *a* și *b*) au încărcătură utilă pînă la 60—75 t și viteză de 7—11 m/s. Ecartamentul căii (fig. XXIV. 184, *c*) ajunge pînă la 4700 mm. Schipul se execută din oțeluri aliate cînd minereul are densitate mare și din aliaj de aluminiu cînd rocile au densitate mică. Producția unei instalații ajunge la 7—14 mil. t/an.

O carieră are de obicei o instalație cu schip și rareori două (cînd una este pentru util și una pentru steril).

Descărcarea autovehiculelor se face direct în schip cînd capacitățile lor trebuie să fie egale, sau într-un siloz cu dozator. În primul caz este necesară sincronizarea transportului auto cu funcționarea instalației cu schip, iar încărcarea schipului durează mai mult și se face cu lovituri mari, în schimb mutarea stației la un orizont inferior este mai simplă. Cînd se folosesc silozuri, acestea au capacitate pînă la 40 m³, iar autovehiculele cir-

culă într-un singur sens, pe deasupra celor două silozuri (pentru cele două schipuri) așezate în serie.

Descărcarea schipului se face în siloz, a cărui capacitate trebuie să poată prelua debitul instalației de schip pe minimum 15—20 min.

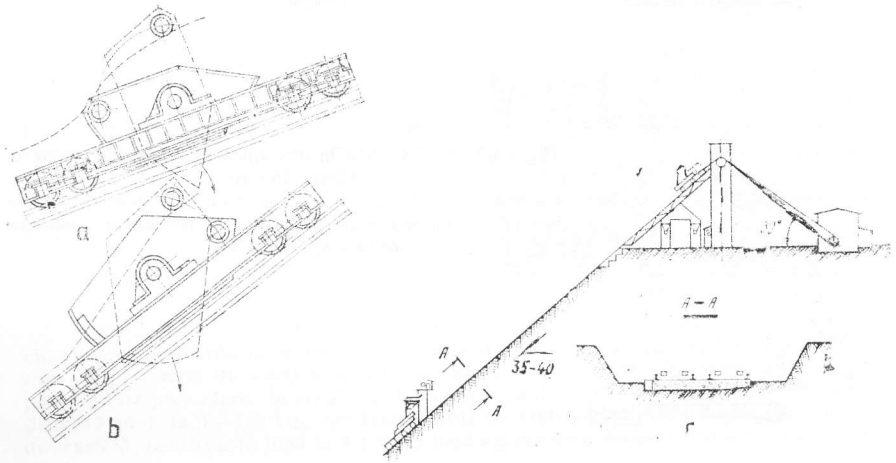



Fig. XXIV.184. Instalație cu schip :

*a* — schip cu descărcare prin basculare în față ; *b* — schip cu descărcare prin basculare în spate ; *c* — schema instalației cu schip.

Folosirea schipurilor în transportul combinat prezintă avantajul că necesită tranșee cu lungime mică, investiții minime, nu necesită stație de antezdrobire, instalația are construcție simplă și poate fi complet automatizată, schipul are coeficient mic de tară, are consum mic de energie, funcționarea nu este influențată de condiții climaterice. Acestea prezintă și următoarele dezavantaje : la adîncimi mai mari de 350 m, instalația este foarte grea și voluminoasă, necesită cabluri cu diametru foarte mare, iar consumul de energie nu este mai mic ca la alte sisteme de transport ; odată cu coborîrea în adîncime scade debitul instalației, iar puterea necesară instalată crește ; pentru transportul de la stația superioară a schipului la uzina de preparare sau la haldă este necesar un alt sistem de transport (auto sau cale ferată) ; pentru transportul personalului și utilajelor este necesară o altă instalație de transport.

Carierele adînci în care se folosește transportul auto combinat cu alte sisteme de transport se împart pe adîncime în două zone, și anume : 1) *zona superioară*, cu adîncime de 100—150 m, în care transportul se poate executa complet auto, mai ales dacă aceasta reprezintă și zona de descopertă, iar distanța de transport pînă la haldă nu depășește 4—6 km (în caz contrar transportul auto se efectuează pînă la marginea carierei, de unde se continuă cu un alt sistem de transport pînă la haldă) ; 2) *zona inferioară*, în limitele căreia transportul se efectuează auto, combinat cu un alt sistem de transport pînă la suprafața carierei (pe cale ferată, cu transportoare cu bandă sau cu schip). În zona superioară se recomandă să se folosească autovehicule cu capacitate mai mare, iar în zona inferioară autovehicule cu capacitate mai mică (v. tab. XXIV. 35).



Autovehiculele folosite în zona superioară de descopertă, în care rocile sînt mai slabe, se recomandă să aibă 3—4 osii, iar cele din zona inferioară două osii. În zona inferioară, înălțimea unui etaj în care circulă autovehicule (aferent unui nivel de extragere) este de 60—80 m (crește cu distanța de transport).

## 8.3. CALCULUL TRACȚIUNII AUTO

Rezistențele la mișcare ale unui autovehicul se calculează cu expresia :

$$F = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 = M_t g w \pm M_t g i + \rho_a \Omega v^2 + M_t g j \qquad [N]$$

în care : $M_t$ este masa totală a autovehiculului, kg ; $g = 9{,}81$ m/s$^2$ — accelerația gravitației ; $w$ — rezistența specifică la rostogolire pe un drum orizontal, care în funcție de felul drumului are valori între 0,015 și 0,2 (tab. XXIV. 36), pentru porțiunile curbe, la această rezistență specifică la mișcare se adaugă și cea suplimentară de viraj care se calculează cu expresia $w_c = 0{,}03 - 15 \cdot 10^{-5} R$, ($R$ fiind raza de viraj, m) ; $i$ este declivitatea drumului. Semnul plus se ia cînd se circulă în rampă și minus cînd se circulă în pantă ; $\rho_a = 5{,}5 - 7$ — coeficient de rezistență aerodinamică ; $\Omega$ — aria frontală a autovehiculului, m$^2$ (în mod aproximativ se poate calcula înmulțind lățimea după roți cu înălțimea autovehiculului) ; $v$ — viteza de mișcare, km/h (pentru condiții din subteran valoarea lui $F_3$ calculată cu expresia dată se majorează cu 50 %) ; $j = \frac{a}{g}(1 + k_i)$ — accelerația relativă a autovehiculului ; ($a$ este accelerația autovehiculului și poate avea semnul plus sau minus, m/s$^2$ ; $k_i$ — coeficient ce ține seama de inerția maselor în ro-

*Tabelul XXIV.36*

**Valoarea rezistenței specifice la rostogolire $w$, în funcție de felul drumului, pentru autovehicule încărcate *)**

| Destinația drumului | Felul învelișului drumului | $w$ |
|---|---|---|
| Principale | Betonate, asfaltate, pavate cu piatră cubică | 0,015—0,020 |
| | Cu pietriș sau cu piatră spartă | 0,025—0,030 |
| Din fronturile de lucru | Roci tari | 0,040—0,060 |
| | Roci moi (pămînturi) | 0,060—0,090 |
| De la haldă | Roci tari | 0,060—0,090 |
| | Roci moi (pămînturi) | 0,100—0,150 |

*) Pentru autovehicule grele valorile din tabel se majorează cu 15—25 % (crește cu scăderea coeficientului de tară).

tație, care este în funcție de felul transmisiei și are valori de 0,10—0,16 pentru autovehicule pline și de 0,18—0,23 pentru autovehicule goale.

Accelerația are valori de 0,4—0,6 m/s² la demaraj și 2,5—3 m/s² la frînare.

Pentru viteze pînă la 10 km/h, rezistențele datorită aerului pot fi neglijate.

În perioada demarajului trebuie îndeplinită condiția :

$$M_a g \psi \geq F_1 + F_3 + F_4 \text{ [N]},$$

unde : $M_a$ este masa aderentă a autovehiculului, kg ; $\psi$ — coeficientul de aderență (tab. XXIV. 37). Pentru drumuri acoperite cu zăpadă valoarea coeficientului de aderență scade pînă la 0,2—0,3, iar cînd este acoperit cu gheață, pînă la 0,18—0,24.

*Tabelul XXIV.37*

**Valorile coeficientului de aderență $\psi$**

| Destinația drumului | Felul învelișului drumului | Starea drumului | |
|---|---|---|---|
| | | uscat | ud |
| Principale | Cu piatră spartă și suprafață îmbunătățită, pavaj cu piatră cubică, asfalt, asfalt-beton sau beton | 0,70 | 0,45 |
| Nestaționare vălțuite din cariere | Din fronturile de lucru | 0,60 | 0,45 |
| | De la haldă | 0,45 | 0,30 |
| Neamenajate din subteran la minereuri | Din fronturile de lucru și pe galerii | 0,50—0,70 | 0,35—0,50 |

În calculul tracțiunii auto se obișnuiește ca termenii ce intervin în ecuația mișcării să fie grupați astfel :

$$\frac{F_0 - F_3}{M_t g} = w \pm i + j$$

Diferența $F_0 - F_3$ se numește *surplus de forță de tracțiune*, care poate fi folosită pentru învingerea rezistențelor $F_1$, $F_2$ și $F_4$, pe un drum dat.

Raportul $\frac{F_0 - F_3}{M_t g}$ se numește *factor dinamic* și se notează cu $D$ :

$$D = w \pm i + j$$

În cazul unei mișcări cu viteză constantă, $j = 0$, iar

$$D = w \pm i$$



Fiecare automobil are o caracteristică dinamică proprie, la care numărul curbelor corespunde numărului vitezelor(fig. XXIV. 185). Autovehiculele cu transmisie electromecanică au o curbă continuă. Pe baza acestor caracteristici dinamice se poate stabili declivitatea maximă pe care poate circula în rampă autovehiculul în fiecare treaptă de viteză, $i_{max} = D - w$, sau viteza maximă cu care poate urca pe un drum cu o anumită declivitate $i$, respectiv $D$.

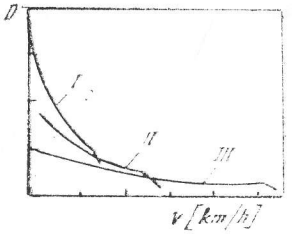



Fig. XXIV.185. Exemplu de caracteristică dinamică a unui automobil cu trei trepte de viteze *I*, *II* și *III*.

Pentru calculul distanței de frînare se pleacă de la sistemul de forțe care acționează asupra autovehiculului în timpul frînării care este :

$$M_t g \left[ w \pm i - \frac{a_f}{g} (1 + k_i) \right] + B = 0,$$

unde $B$ este forța de frînare, N ; $a_f$ — accelerația de frînare, m/s².

Forța maximă de frînare este egală cu forța de aderență a autovehiculului cînd roțile alunecă pe suprafața drumului, respectiv $B = M_t g \psi$.

Distanța de frînare efectivă se calculează cu expresia :

$$l_e = \frac{(1 + k_i) v^2}{3{,}6^2 \, 2g(\psi + w \pm i)} \text{ [m]},$$

în care $v$ este viteta autovehiculului la începutul frînării, km/h.

Distanța parcursă a autovehiculului în timpul pregătirii frînării (reacției conducătorului auto) este :

$$l_p = \frac{v t_p}{3{,}6} \text{ [m]}$$

unde $t_p = 1{,}5 \ldots 2{,}5$ s este timpul pregătirii frînării.

Distanța totală de frînare este :

$$l_f = l_p + l_e \text{ [m]}$$

Pentru transportul în cariere se consideră că $l_f \leqslant l_v - 10$ m, unde : $l_v$ este distanța de vizibilitate, care este în funcție de condițiile concrete de teren, de starea vremii, de timpul din zi etc. În condiții normale, $l_f = 40 \ldots 80$ m.

Cînd distanța de frînare depășește pe cea maximă admisă (această situație apare îndeosebi cînd se circulă pe pantă în jos), se micșorează viteza de circulație, care se calculează în funcție de distanța de frînare maximă admisă, cu expresia :

$$v = \sqrt{2l_f a_f + (a_f t_p)^2} - a_f t_p \quad [\mathrm{m/s}],$$

în care : $a_f = \dfrac{g}{1 + k_i}(w - i + \psi)$ $[\mathrm{m/s^2}]$.

# 9. UTILAJE DE ÎNCĂRCARE ȘI EVACUARE

## 9.1. MAȘINI DE ÎNCĂRCAT

Mașinile de încărcat se folosesc în cazul tehnologiilor cu perforare-împușcare, pentru încărcarea rocii dislocate, atît la săparea galeriilor în general (uneori și a planelor înclinate), cît și la minele de minereuri în abataje (cu camere, cu subetaje etc.). Aceste mașini încarcă roca fie în spate, fie lateral, într-un alt utilaj (pe un alt utilaj) de primire și evacuare.

Părțile principale ale mașinilor de încărcat sînt următoarele : 1) organul de lucru (de încărcare) ; 2) organul transbordor, care primește materialul de la organul de lucru și îl redă utilajului de transport (unele mașini de încărcat nu au organ transbordor) ; 3) organ de tracțiune (de rulare).

În funcție de construcția și principiul de funcționare al organului de lucru, mașinile de încărcat existente în practică pot fi împărțite în două grupe și anume : 1) mașini de încărcat cu cupă sau lopată și 2) mașini de încărcat cu braț.

**Mașinile cu cupă sau lopată** au funcționare ciclică (ceea ce le limitează posibilitatea realizării unor debite mari), în schimb au construcție simplă și solidă, prezintă siguranță în funcționare și pot lucra în condiții grele (pot încărca roci tari, abrazive, în bucăți mari și tasate). Ele pot fi cu cupă fixată la un balansier (leagăn), cu cupă montată la un braț articulat și cu lopată basculantă cu descărcare laterală.

*Mașinile de încărcat cu cupă fixată la un balansier* (tab. XXIV. 38) au principiu simplu de funcționare, nu au organ transbordor (cupa descarcă direct în vagonet), au gabarit redus, greutate mică și sînt montate pe roți de cale ferată. Întrucît au debite mici, ele se folosesc în principal la săparea galeriilor (mai ales de profil mic și mediu). Întreprinderea „UNIO" Satu Mare fabrică două tipuri de mașini : MIC—2P și MIC—3P (tabelul XXIV. 38). La aceste mașini, cupa *1* (fig. XXIV. 186) este montată la brațul balansier *2*, format din doi pereți laterali ce se rostogolesc pe două ghidaje fixate pe platforma pivotantă *3*. Ridicarea cupei, respectiv rostogolirea leagănului, se asigură cu ajutorul unui lanț cu eclise multiple *4*, care se înfășoară pe toba bobină motoare *5*, acționată prin intermediul unui reductor de către motorul pneumatic *6*. Pentru evitarea alunecării leagănului pe ghidaje în timpul rostogolirii, pe periferia ambilor pereți ai balansierului se află cîte două cabluri *7* și *8*, fiecare avînd un capăt legat la platformă, și unul la balansier în sens invers, în așa fel încît unul se înfășoară, iar altul se desfășoară



pe periferia balansierului, cînd acesta se rostogolește. La sfîrșitul cursei de ridicare, cînd cupa este descărcată în vagonet, balansierul lovește pe traversa *9*, prevăzură cu două tampoane cu arcuri amortizoare *10*. După descărcare, cupa coboară datorită greutății proprii, iar ciclul se repetă. Platforma pivotantă pe care se află balansierul cu cupa

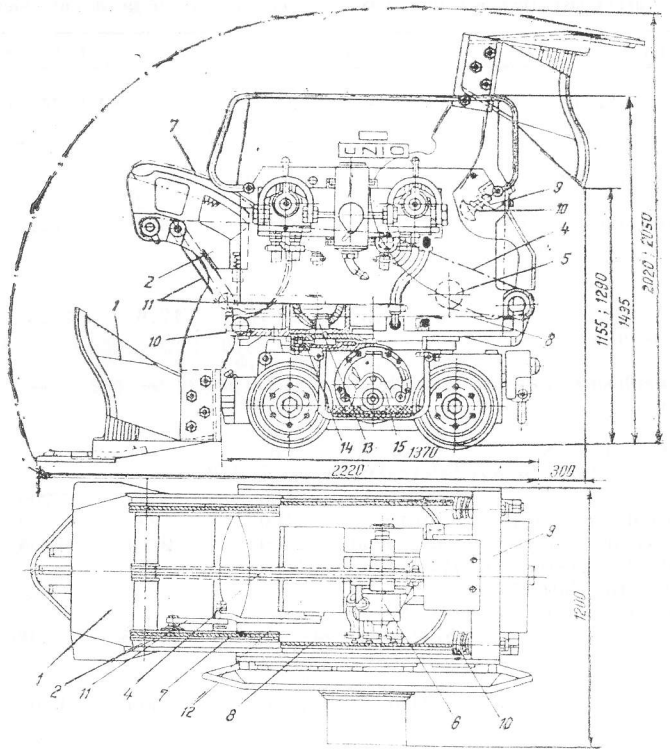



Fig. XXIV.186. Mașina de încărcat MIC-2P.

se poate roti față de axul mașinii la 28° (la alte mașini se ajunge pînă la 37°) în fiecare parte, asigurînd o lățime a frontului de lucru pe care poate încărca, de 2 m. Rotirea platformei pivotante superioare se face manual (la mașina MIC-3 se face cu acționare pneumatică) în timp ce coboară cupa, iar revenirea cupei la poziția axială în timpul ridicării se realizează automat. Mecanismul de rotire automat al platformei pivotante superioare constă dintr-un sistem de două pîrghii *11*, prin intermediul cărora balansierul, în timpul mișcării, rotește cilindrul *12*, montat pe platforma superioară. Cilindrul are tăiat pe periferie un profil în formă de pană. Pe acest profil se ghidează rola *13*, montată pe platforma fixă inferioară *14*. Tracțiunea mașinii se realizează de către

motorul pneumatic *15*, care prin intermediul unui reductor cu trei trepte ramificate acționează ambele trenuri de roți. Carcasa reductorului reprezintă și cadrul mașinii.

*Tabelul XXIV.38*

**Caracteristicile mașinilor de încărcat cu cupa fixată la un balansier**

| Țara | România | | U.R.S.S. | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Tipul mașinii | MIC-2P | MIC-3P | PPN-1S | PPN-3M | PPN-2G1 pe șenile |
| Debitul tehnic, m³/h | 25—35 | 55—70 | 52 | 95—150 | 60—120 |
| Capacitatea cupei, m³ | 0,15 | 0,32 | 0,2 | 0,5 | 0,4 |
| Lățimea frontului de lucru pe care poate încărca, m | 1,8 | 2,22; 2,3; 2,55 2,72; 3,0 | 2,2 | 3,2 | — |
| Puterea motorului de ridicare a cupei, kW | 5,5—8,5 | 9,2—13,2 | 17,6 | 35,5 | 20 |
| Puterea motorului de deplasare, kW | 5,5—8,5 | 5,5—8,5 | | | 2×12 |
| Viteza de deplasare, m/s | 1,25 | 1,25 | — | — | 0,75 |
| Forța de smulgere a cupei, kN | 5 | 10 | — | — | — |
| Forța de tracțiune, kN | 4 | 6 | — | — | — |
| Dimensiuni de gabarit, mm: | | | | | |
| — lungime | 2220 | 2550 | 2250 | 3200 | 2700 |
| — lățimea de transport | 1010 | 1100 | 1250 | 1500 | 1550 |
| — înălțimea de lucru | 2020; 2050 | 2200 | 2250 | 2800 | 2820 |
| Înălțimea de descărcare, mm | 1215; 1290 | 1300 | — | — | — |
| Unghiul de rotire laterală a platformei superioare, grd | 28 | — | 30 | 37 | — |
| Ecartament, mm | 570; 600; 630; 700; 750 | 600; 630; 700; 750; 900 | 600; 750 | 750; 900 | — |
| Masa, kg | 2440 | 3700 | 3500 | 6800 | 6000 |

Debitul teoretic al acestor mașini de încărcat se calculează cu expresia:

$$Q_{tr} = \frac{60}{t} V \quad [m^3/min],$$

în care: $t = 8 \ldots 10$ s (crește cu capacitatea cupei) este timpul unui ciclu de lucru al cupei, s; $V$ — capacitatea cupei, m³.

Debitul tehnic al mașinii este debitul pe care îl poate realiza mașina în condițiile tehnice de exploatare și se calculează cu expresia:

$$Q_{th} = \frac{60}{t} V k_1 k_2 k_3 k_4 \quad [m^3/min],$$



în care: $k_1$ este coeficient de umplere a cupei pentru care se recomandă valorile din tabelul XXIV. 39; $k_2$ — coeficient de neuniformitate a duratei ciclurilor, care are valori de 0,6—0,7; $k_3$ — coeficient de afînare suplimentară a materialului în cupă, care are valoarea de 0,92—0,96 (crește o dată cu capacitatea cupei); $k_4$ — coeficient ce ține seama de reducerea debitului mașinii datorită împrăștierii materialului la dislocarea cu exploziv și are valorile din tabelul XXIV. 40.

*Tabelul XXIV.39*

**Valori ale coeficientului $k_1$ de umplere a cupei, pentru mașini pe roți de cale ferată**

| Densitatea materialului în masiv [t/m³] | Mărimea maximă a bucăților de material [mm] | Raportul între masa mașinii și lățimea cupei [kg/cm] | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | 30—50 | 50—70 | 70—90 | 90—110 | >110 |
| 2,2—2,8 | <350 | 0,55—0,62 | 0,62—0,74 | 0,74—0,88 | 0,88—1,05 | 1,05—1,2 |
| | >350 | 0,38—0,46 | 0,46—0,58 | 0,58—0,72 | 0,72—0,92 | 0,92—1,08 |
| 2,8—3,6 | <350 | 0,32—0,38 | 0,38—0,50 | 0,50—0,65 | 0,65—0,86 | 0,86—1,0 |
| | >350 | 0,21—0,26 | 0,26—0,42 | 0,42—0,58 | 0,58—0,80 | 0,80—0,96 |

*Tabelul XXIV.40*

**Valori ale coeficientului $k_4$**

| Raportul între lățimea frontului de lucru a mașinii și lățimea galeriei | Lungimea unui salt la o împușcare | |
|---|---|---|
| | <1,5 m | >1,5 m |
| <0,6 | 0,69—0,63 | 0,77—0,69 |
| 0,6—0,75 | 0,77—0,69 | 0,83—0,77 |
| >0,75 | 0,83—0,77 | 0,91—0,83 |

Debitul de exploatare al unei mașini de încărcat reprezintă debitul mediu al mașinii pe întreaga durată a operației de încărcare în care intră și timpii de pregătire și încheiere a operației de încărcare, timpii pentru schimbarea vagonetelor, precum și tot felul de opriri datorite cauzelor organizatorice și tehnice.

Capacitatea cupei reprezintă parametrul de bază al unei mașini de încărcat și are valori între 0,12 și 0,6 m³. Forma și parametrii geometrici ai cupei trebuie aleși în așa fel, încît cupa să întîmpine rezistență cît mai mică în timpul introducerii în material, să aibă un coeficient cît mai mare de umplere și să centreze materialul la descărcare.

Dimensiunile cupei se recomandă să aibă următoarele raporturi între ele (fig. XXIV. 187): $h \approx 0{,}4\, l$; $H \approx 1{,}2\, l$; $B \approx l$; $l \approx 1{,}14 \sqrt[3]{V}$. Pentru a reduce frecările din-

tre vatră și peretele inferior, unghiul $\alpha = 5°$. Marginea din față a peretelui inferior se recomandă să fie de forma unei parabole și să nu aibă dinți, iar marginea din față a pereților laterali să aibă întrînduri (scobituri). Întrucît cupa se rotește lateral, precum și pentru a prinde mai bine bucățile de material, se recomandă ca pereții laterali să formeze un unghi $\beta = 25 \ldots 30°$ către exterior, la nivelul scobiturilor frontale.

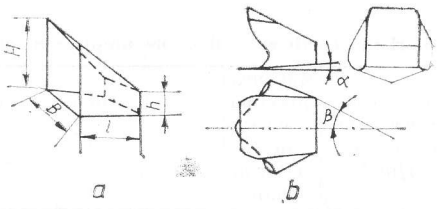



Fig. XXIV.187. Dimensiuni generale (*a*) și forma (*b*) cupei.

Balansierul are profil cu rază variabilă, de obicei după o spirală logaritmică.

Înălțimea de lucru a mașinii se poate calcula orientativ cu expresia :

$$H_l \approx 2000\ V + 1700\ [\text{mm}],$$

unde $V$ este volumul cupei, m³.

Pe baza experienței practice, se recomandă ca puterea motorului de ridicare a cupei să se stabilească în funcție de volumul cupei $V$ [m³], cu expresia :

$$P_r = w_r V\ [\text{kW}],$$

în care : $w_r$ reprezintă o putere specifică pentru care, în cazul motoarelor pneumatice, se recomandă următoarele valori : 60—70 pentru $V = 0{,}12$ m³ și coboară pînă la 35—45 cînd $V = 0{,}5—0{,}6$ m³ (valorile minime se iau pentru roci cu densitate medie, iar cele maxime pentru roci cu densitate mare.

Rezultă că una și aceeași mașină de încărcat trebuie să poată fi echipată cu două tipodimensiuni de cupe (una mai mare pentru roci de greutate medie și una mai mică pentru roci grele).

Masa necesară a mașinii pentru a putea realiza introducerea cupei în material se poate stabili cu expresia :

$$M_m \approx 12\ V + 0{,}8\ [\text{t}],$$

în care $V$ este capacitatea cupei pentru roci grele, m³.

Mașinile de încărcat ușoare și de greutate medie au motoare de aceeași putere pentru ridicarea cupei și pentru tracțiune, iar mașinile grele au motorul de tracțiune ceva mai mic decît cel pentru ridicarea cupei. Motoarele pneumatice folosite au pistoane așezate în stea, iar cînd au putere pînă la 14 kW, pot fi cu palete. Motoarele electrice se întîlnesc pe scară mai redusă și numai la mașinile de capacitate medie și mare.

Pentru a putea folosi mașinile de încărcat cu sistem de tracțiune pe roți de cale ferată și la săparea planelor înclinate, au fost încercate diferite sisteme de tracțiune pe înclinare, dintre care mai mult interes prezintă cele prezentate în fig. XXIV. 188. Sistemul cu roată care are canal trapezoidal ce lucrează prin efect de pană este simplu



și sigur. Forța de tracțiune ce se poate transmite la periferia unei astfel de roți este în funcție de unghiul $\beta$ al canalului și poate ajunge pînă la de 3—4 ori mai mare decît cea a unei roți obișnuite cu bandă cilindrică.

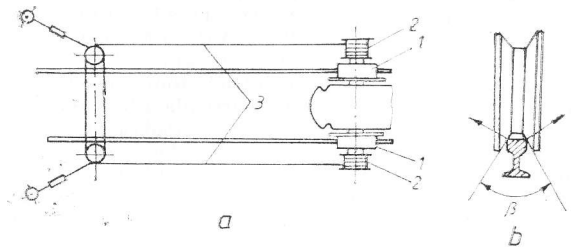



Fig. XXIV.188. Sisteme de tracțiune a mașinii la săparea planelor înclinate :
*a* — cu cablul care se înfășoară pe tobe montate pe capetele osiei trenului de roți (*1* — roțile mașinii; *2* — tobe; *3* — cablu; *4* — sistem de echilibrare); *b* — cu roată care are canal trapezoidal.

Mașinile de încărcat cu sistem de tracțiune pe șenile se întîlnesc numai de capacitate mare (capacitatea cupei este de cel puțin 0,4 m³) și se folosesc la săparea galeriilor cu profil mare sau în abataje la minele de minereuri. Ele nu au platforma superioară pivotantă. Viteza acestor mașini este de circa 2 km/h. Fiecare șenilă are grup propriu de acționare, iar cele două motoare ale șenilelor însumează o putere cu 10—20% mai mare decît a motorului pentru ridicarea cupei.

*Mașini de încărcat cu cupă montată la o pîrghie articulată.* Exemplu de astfel de mașină este tipul PPN—5 de fabricație sovietică, care se folosește și în țara noastră la săparea galeriilor cu profil mare (peste 8 m²). La această mașină (fig. XXIV. 189), cupa *1* cu capacitatea de 0,32 m³ este ridicată de două lanțuri *2*, legate de cei doi pereți laterali ai cupei și care se înfășoară pe tobe motoare individuale. În timpul ridicării, cupa *2* ajunge din poziția *I* în poziția *II* și apoi în poziția de descărcare *III*, cînd materialul este încărcat pe transportorul *3*. Cupa coboară datorită greutății proprii și, pentru a nu se lovi puternic de vatră, are un lanț de ancorare *4* cu legătură elastică. Rotirea pîrghiei în plan orizontal la coborîrea cupei se realizează frînînd diferit lanțurile și putînd încărca pe o lățime de 4 m. Motorul principal de acționare a cupei are 14 kW și antrenează și trenurile de roți, asigurînd o viteză de 0,78 m/s. Transportorul cu bandă de 650 mm are motor propriu de 7,5 kW. În poziție de transport mașina are lățime 1400 mm și înălțime 1125 mm.

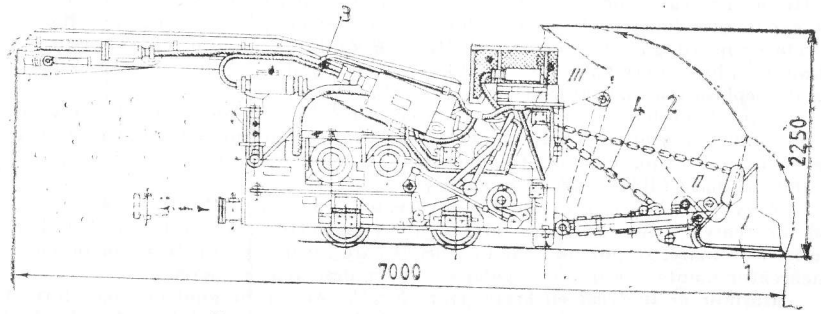



Fig. XXIV.189. Mașina de încărcat PPN-5.

Pentru săparea planelor înclinate pînă la 18° se folosește mașina PPM—4U, care are construcție analoagă mașinii PPN—5.

*Mașini de încărcat cu lopată basculantă cu descărcare laterală.* Organul de lucru al acestor mașini este format dintr-o lopată *1* fără pereți laterali (fig. XXIV. 190) montată articulat la traversa *2*. Traversa are urechi prin care se montează articulat în punctul *3* fie la bratul *4* (fig. XXIV. 190, *a*), fie la corpul mașinii (fig. XXIV. 190, *b*). După ce s-a introdus în material, lopata se rotește în jurul articulației *3*, cu ajutorul cilindrului hidraulic *5*. Cînd lopata a fost ridicată la o anumită înălțime, intră în funcțiune cilindrul hidraulic *6*, care înclină lopata lateral către partea în care este articulată la traversa *2*. Lopata este articulată la unul din capetele traversei, în funcție de partea pe care se află transportorul pe care se descarcă. Cînd încărcarea materialului se face pe transportor, iar înălțimea necesară descărcării lopeții este mică, organul de lucru se montează ca în fig. XXIV. 190, *b*. Dacă este necesară și descărcarea la înălțime mare (de exemplu în vagonet), organul de lucru este montat ca în fig. XXIV. 190, *a*, la un braț *4*, care se ridică cu ajutorul cilindrului hidraulic *7*.

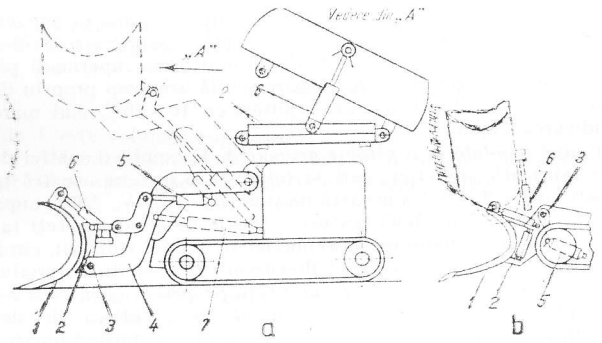



Fig. XXIV.190. Scheme de funcționare a mașinilor de încărcat cu lopată basculantă cu descărcare laterală.

Aceste mașini au sistem de tracțiune pe șenile și, respectiv forță mare de avans, ceea ce permite ca lopata să aibă lățime mare, de 1,3—1,4 m, și capacitate de 0,35—1,2 m³, iar debitele realizate să fie de 60—300 m³/h. Raportul între lățimea lopeții și lățimea corpului mașinii este de 1,4—1,7. Raportul între masa mașinii [t] și lățimea lopeții [m] are valori de 1,5—2,0 cînd capacitatea lopeții este mică și ajunge la 3—3,5 cînd capacitatea lopeții este mare (valorile minime se iau pentru roci cu densitate medie, iar valorile maxime pentru roci cu densitate mare). Puterea motorului pentru acționarea hidraulică a lopeții are valori de 7—22 kW. Aceeași putere au și motoarele șenilelor. Viteza de deplasare a mașinii este de 3—4 km/h.

Mașinile cu lopată cu descărcare laterală pot încărca roci tari și în bulgări mari, iar tracțiunea cu șenile permite manevre pe lățimea frontului de lucru. Dezavantajul lor este că au înălțime mare de lucru (îndeosebi cînd descarcă în vagonet), iar ciclul de lucru are durată mare față de mașinile cu cupă.

Aceste mașini se recomandă pentru galerii care au înălțime mai mare de 2 m și cînd încărcarea materialului se face pe un transportor montat lateral. Cînd lățimea galeriei este mare, se pot folosi două mașini care încarcă pe un transportor cu raclete reîncărcător montat pe mijlocul galeriei și care descarcă în vagonete.

**Mașinile de încărcat cu brațe** (tab. XXIV. 41) au organul de lucru format din două brațe *1* (fig. XXIV. 191) care desprind alternativ materialul din grămadă, îl depla-



*Tabelul XXIV.41*

**Caracteristicile tehnice ale unor mașini de încărcat cu brațe**

| Categoria de greutate | Ușoare | | | | Greutate medie | | | | Grele | | | Foarte grele | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Țara producătoare | U.R.S.S. | S.U.A. | Japonia | U.R.S.S. | S.U.A. | Anglia | U.R.S.S. | S.U.A. | U.R.S.S. | S.U.A. | Anglia |
| Tipul mașinii | PNB-1 | 8BU | LH-62 | 2PNB-2 | 14BU-10 | MC-4 | PNB-3D | 18HR-2y | PNB-4 | 19HR-2 | MC-5 |
| Debitul teoretic, m³/min sau t/min | 1,45 | (2,5) | (1) | 2 | (7) | (5,1) | 4 | 2,5 | 6 | 6 | (10) |
| Viteza de lucru, m/min | 15,5 | 18 | 10 | 8,2 | 30,5 | 11,5 | 10 | 10 | 10 | 9 | 8,8 |
| Viteza de manevră, m/min | 15,5 | 54 | 10 | 14,9 | 45,7 | 25 | 20 | 30 | 20 | 18 | 22,2 |
| Numărul de cicluri pe minut | — | 45 | 38 | — | 42 | 31 ; 35 ; 39 | 33,5 | 30 | 30,6 | 28 | 33 |
| Lățimea transportorului, mm | — | 534 | 420 | — | 610 | 635 | 725 | 720 | 850 | 840 | 813 |
| Viteza transportorului, m/s | 0,93 | 0,86 | 0,67—0,8 | 0,9 | 1,58 | 0,98 ; 1,12 | 1,69 | 1,0 | 1,0 | 0,95 | 1,39 |
| Presiunea specifică pe vatră, daN/cm | 0,61 | — | — | 0,62 | — | 1,46 | 1,85 | — | 2,1 | 1,85 | 1,33 |
| Înălțimea de încărcare a transportorului, m | | | | | | | | | | | |
| — maximă | — | 2,33 | 0,82 | — | 0,88 | 2,54 | 2,4 | 1,76 | 3,0 | 2,46 | 2,65 |
| — minimă | — | 1,41 | 0,15 | — | 0,29 | 1,67 | 1,2 | 1,20 | 1,56 | 1,0 | 0,83 |
| Puterea totală instalată, kW | 22 | 22 | — | 65 | 47 | 37 | 134 | 80 | 142 | 181 | 110 |
| Dimensiuni de gabarit, m : | | | | | | | | | | | |
| — lungime | 6,5 | 7,21 | 4,77 | 8,0 | 6,88 | 7,64 | 9,0 | 7,83 | 10,0 | 9,47 | 8,83 |
| — lățime | 1,1 | 1,42 | 1,56 | 1,8 | 2,34 | 1,82 | 2,7 | 1,98 | 2,68 | 2,98 | 2,28 |
| — înălțime | 1,06 | 1,66 | 1,2 | 2,125 | 0,83 | 2,07 | 1,9 | 1,82 | 2,0 | 1,87 | 2,0 |
| Masa, t | 4,7 | 4,2 | 3,5 | 10,5 | 8,5 | 10,9 | 26,0 | 18,0 | 34,0 | 29,0 | 27,4 |

sează pe platforma *2* înclinată la 20—25° și îl predau transportorului cu raclete *3*. Partea în consolă *4* a transportorului se poate ridica și coborî cu ajutorul a doi cilindri hidraulici cu alimentare comună, iar cu alți doi cilindri hidraulici poate fi deviată în plan

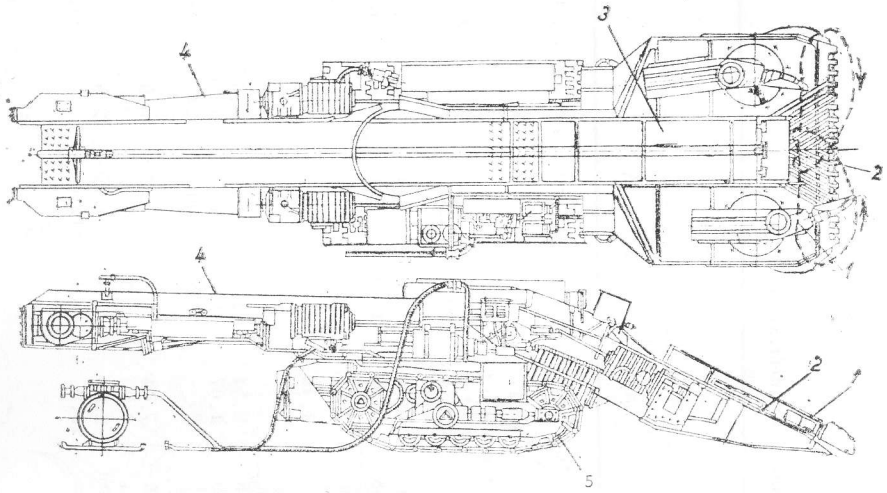



Fig. XXIV.191. Mașina de încărcat cu brațe tip PNB-3D.

orizontal cu cîte 45° în fiecare parte. Mașina are sistem de tracțiune cu șenile *5*. Fiecare șenilă este montată la corpul mașinii în punctul *6*, prin lagăre cu alunecare, ceea ce dă posibilitatea ca cele două șenile să se înscrie independent în neregularitățile vetrei. Rezemarea corpului mașinii pe partea din față a șenilelor se realizează cu doi cilindri hidraulici (cîte unul la fiecare șenilă) cu alimentare comună. Cu ajutorul acestor cilindri hidraulici se poate roti corpul mașinii în jurul articulației *6*. În acest fel se ridică și se coboară platforma înclinată *2* față de nivelul de sprijin al șenilelor, în funcție de ondulațiile vetrei.

Aceste mașini au două motoare pentru antrenarea celor două brațe (fig. XXIV. 192), două pentru antrenarea șenilelor, două pentru antrenarea transportorului și unul pentru grupul hidraulic.

Cele două discuri care antrenează brațele sînt îngropate la același nivel cu al platformei înclinate. Numărul ciclurilor unui braț pe minut este de 35—45 la mașini ușoare și de 28—33 la mașini foarte grele.

Partea din față a brațului care trece prin material se execută demontabilă, din oțeluri rezistente la uzură, cu dinți orientați înapoi. Înălțimea brațului se recomandă să fie egal cu 0,35 pînă la 0,5 din diametrul discului (raportul minim se ia pentru materiale în bucăți mari, iar cel maxim pentru materiale sfărîmate mărunt).

Debitul tehnic al unei mașini de încărcat cu brațe se calculează cu expresia :

$$Q_t = 2nV_b k_a \text{ [m}^3\text{/min]},$$



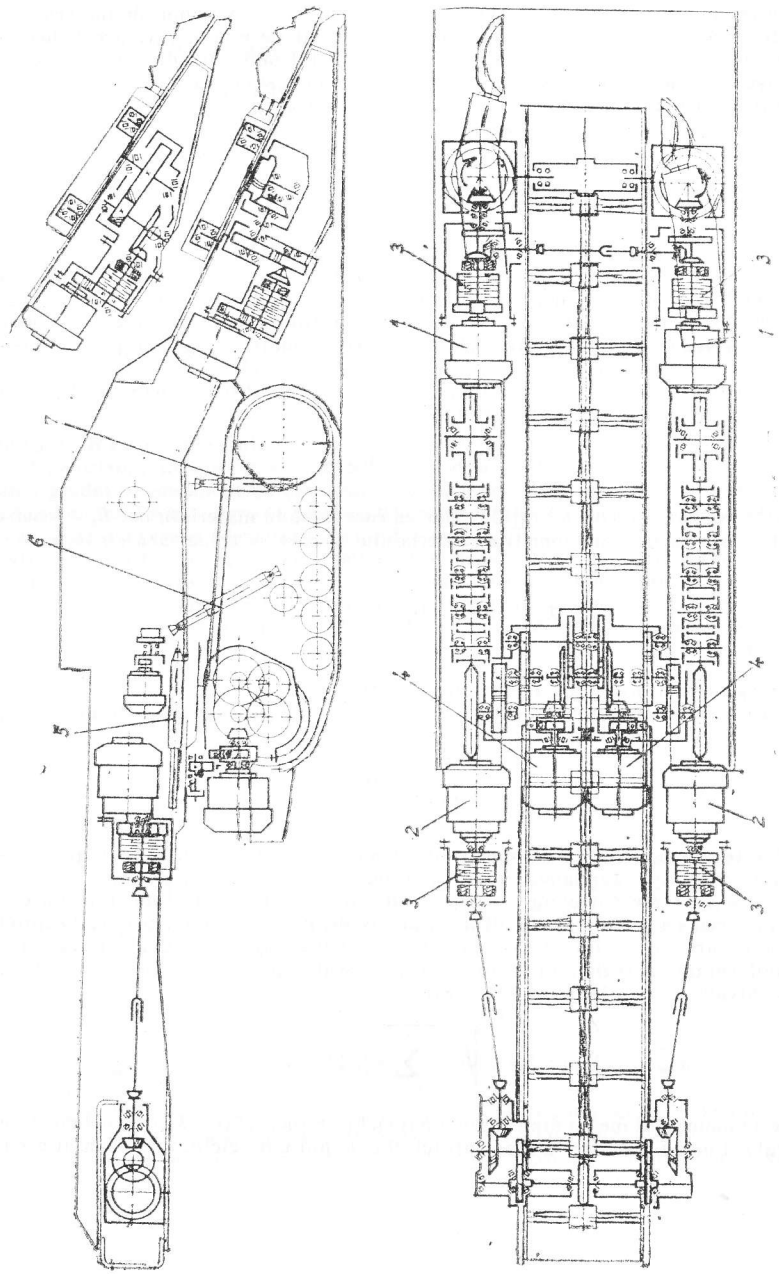



Fig. XXIV.192. Schema cinematică a mașinii de încărcat cu brațe tip PNB-3D :
*1* — motoarele de acționare a brațelor ; *2* — motoarele de acționare a transportorului ; *3* — cuplaje cu fricțiune de limitare a momentului ; *4* — motoare de acționare a șenilelor ; *5*, *6* și *7* — cilindri hidraulici cu simplu efect pentru rotirea transportorului în plan orizontal, pentru ridicarea transportorului și pentru ridicarea platformei înclinate.

în care : $n$ este numărul de cicluri al unui braț pe minut ; $v_b$ — volumul de material pe care îl poate încărca un braț la un ciclu ; $k_a$ — coeficient de regim, care are valoarea 0,9—1,0 cînd platforma înclinată este ținută permanent introdusă la adîncimea maximă (avansul mașinii are loc după maximum 6 cicluri pe minut) și coboară pînă la 0,6—0,7 cînd numărul ciclurilor dintre două avansuri ajunge la 15.

Calculul lui $V_b$ se face cu expresia :

$$V_b = \frac{B}{2} h_m s k_1 \text{ [m}^3\text{]},$$

în care : $B$ este lățimea platformei mașinii (lățimea de încărcare), m ; $h_m$ — înălțimea stratului de material pe care îl deplasează brațul, m ; $s$ — adîncimea de intrare a brațului în material și care este egală cu circa 0,8 din diametrul discului, m ; $k_1 \approx 1$ — coeficient care ține seama de raportul dintre volumul efectiv de material încărcat pe transportor și volumul de material pe care îl deplasează brațul la un ciclu.

Pentru construcția brațelor existente în practică, înălțimea medie a stratului de material, $h_m$, se calculează cu expresia :

$$h_m = hk_2 \qquad \text{[m]},$$

în care : $h$ este înălțimea medie a brațului (partea care intră în material), m ; $k_2$ — coeficient care ține seama de granulometria materialului și care se calculează cu formula :

$$k_2 = 0{,}47 + 0{,}53 \frac{a}{h},$$

în care $a$ este mărimea medie a bucăților de material.

Puterea necesară a motorului pentru acționarea unui braț se calculează cu expresia :

$$P = \frac{M_e n}{9550 \eta} \text{ [kW]},$$

în care : $M_e$ este media pătratică a momentului (momentului echivalent) rezistent al discului manivelă, Nm ; $\eta$ — randamentul transmisiei.

Momentul echivalent trebuie să țină seama de variația adîncimii introducerii brațului în material de la un ciclu la altul, respectiv de numărul de cicluri ale brațului între două avansuri ale mașinii și care caracterizează regimul de lucru al mașinii. De această neuniformitate a regimului de lucru se ține seama prin coeficientul $k_a$. Astfel, momentul echivalent se calculează cu expresia :

$$M_e = Mk_m \sqrt{\frac{\tau}{N} \sum_{i=1}^{N} k_{ai}^2} \text{ [Nm]},$$

în care : $M$ este momentul mediu din timpul unui ciclu de lucru, Nm ; $k_m$ — coeficient de creștere a valorii medii pătratice a momentului din timpul unui ciclu, în comparație cu



cel mediu real, și se calculează cu formula : $k_m = 1{,}9 - 1{,}3 \frac{s}{B}$ ; $\tau$ — coeficient care ține seama de durata de lucru a motorului și care are valoarea 0,9—0,95 cînd încărcarea are loc continuu pe un transportor, iar în cazul încărcării în vagonete se ține seama de opririle mașinii pentru schimbarea vagonetelor ; $N$ — numărul de cicluri ale unui braț între două avansuri consecutive ale mașinii.

Momentul mediu $M$ se calculează cu expresia :

$$M = 72\, RBh_m\, \rho\, sg \text{ [Nm]},$$

în care : $R$ este raza discului-manivelă, m ; $\rho$ — densitatea volumică a materialului kg/m$^3$ ; $g = 9{,}81$ m/s$^2$ — accelerația gravitației.

Debitul transportorului trebuie să fie cu 10—15 % mai mare decît debitul pe care îl realizează organul de încărcare.

Rezistența ce se opune introducerii platformei înclinate în material se calculează cu expresia :

$$F_i = k_i k_r k_g k_h B\, s^{1{,}25} \text{ [kN]},$$

în care : $B$ este lățimea platformei : m ; $s$ — adîncimea de introducere în material, măsurată pe orizontală, cm ; $k_i = 0{,}03\, \alpha + 0{,}65$ (unde $\alpha$ este unghiul de înclinare al platformei, grade) — coeficient ce ține seama de înclinarea platformei ; $k_r$ — coeficient ce ține seama de felul rocii și are valorile : 0,04 pentru cărbuni (densitate 1,2—1,3 t/m$^3$), 0,12—0,13 pentru gresii (densitate 2,5—2,7 t/m$^3$), 0,17—0,2 pentru minereu de fier (densitate 3,2—4,5 t/m$^3$) ; $k_g$ — coeficient ce ține seama de granulația și gradul de tasare a materialului și are valorile : 1,0—1,6 pentru mărimea bulgărilor pînă la 300 mm și 1,3—2,0 pentru mărimea bulgărilor pînă la 500 mm (valorile minime se iau pentru materiale bine afinate, iar cele maxime pentru cele puternic tasate) ; $k_h$ — coeficient ce ține seama de grosimea $H$ a stratului de material și are valorile : 0,8 pentru $H = 0{,}5$ m, 1,1 pentru $H = 1$ m ; 1,23 pentru $H = 1{,}5$ m și 1,3 pentru $H = 2$ m.

Adîncimea de introducere a platformei înclinate în material nu depășește 0,5 din diametrul discului manivelă.

Forța de avans pe care o poate dezvolta mașina din condiția de aderență pentru introducerea platformei în material, în cazul unei vetre orizontale, este :

$$F_a = G_m(\mu - w) - F_{ib} \text{ [kN]},$$

unde : $G_m$ este greutatea mașinii, kN ; $\mu$ — coeficient de aderență, care are valori de 0,5—0,6 pentru șenile fără nervuri, iar vatra este tare și ajunge pînă la 0,9—1,0 cînd șenilele au nervuri ; $w = 0{,}15 \ldots 0{,}20$ — rezistența specifică la mișcare a mașinii ; $F_{ib}$ — forța pe care o dezvoltă motorul unui braț pentru introducerea lui în material și care se calculează cu expresia :

$$F_{ib} = \frac{M_m}{1000\, R} \text{ [kN]},$$

în care : $M_m$ este momentul pe care îl poate dezvolta motorul la arborele discului manivelă, Nm ; $R$ — raza discului, m.

Egalînd pe $F_a$ cu $F_i$ se poate calcula greutatea necesară a mașinii.

Practica arată că raportul între masa mașinii și lățimea platformei este de 3—4t/m pentru mașinile ușoare și ajunge pînă la 10—12 t/m pentru mașinile foarte grele.

Sistemul de tracțiune pe șenile trebuie să asigure două viteze de avans : o viteză de lucru și una de manevră. Mai frecvent, viteza de lucru este de circa 10 m/min, iar cea de manevră este de circa două ori mai mare decît cea de lucru.

Avînd stabilită viteza de lucru și punînd condiția ca forța de avans pe care pot să o dezvolte motoarele de tracțiune să fie egală cu cea din condiția de aderență, se poate calcula puterea necesară a motoarelor de tracțiune cu expresia :

$$P_t = \frac{1{,}1\,\mu\, G_m v}{60\eta_{it}}\ [\text{kW}],$$

în care : $v$ este viteza de lucru, m/min ; $\eta_t \approx 0{,}8$ — randamentul transmisiei sistemului de tracțiune pînă la periferia șenilelor.

Aceste mașini pot lucra pe vetre cu înclinare pînă la 8—10°, iar cînd sînt prevăzute cu frîne care intră automat în funcțiune cînd se întrerupe alimentarea motoarelor de avans, pot lucra pe înclinări pînă la 15°.

Pentru reducerea prafului se folosește sistem de stropire format din pulverizatoare cu jet plan în zona de funcționare a brațelor și pulverizatoare tip umbrelă în zona de descărcare a materialului de pe transportor.

Avantajele principale ale mașinilor de încărcat cu brațe sînt următoarele : au funcționare continuă ; au debite mari (de la 50—60 m³/h pînă la 300—400 m³/h) ; au înălțime mică ; au construcție compactă ; pot încărca atît pe transportoare cît și în vagonete ; au manevrabilitate mare pe lățimea frontului de lucru ; au timp redus pentru pregătirea și încheierea operației de încărcare ; pot lucra pe vetre cu înclinare pînă la 10—15° ; pot încărca roci de tărie medie, iar cele grele și foarte grele pot încărca roci de orice tărie.

Dezavantajele lor principale sînt următoarele : au construcție complicată și mai sensibilă decît cele cu cupă ; au masă mare ; sînt scumpe ; mărimea maximă a bucăților de material pe care le pot încărca este mică față de masa mare a mașinii ; au uzură mare a organului de lucru și a transportorului — mai ales cînd încarcă roci foarte tari și abrazive ; datorită cinematicii rigide a brațelor, apar sarcini dinamice mari care reduc durata de viață a mașinii.

Aceste mașini se folosesc atît la săparea galeriilor cu profil mai mare de 8 m², cît și în abatajele la minereuri în complex cu transportul auto. În tabelul XXIV. 42 sînt date condițiile principale pentru care se recomandă mașinile de încărcat cu brațe.

*Tabelul XXIV. 42*

**Recomandări generale pentru utilizarea mașinilor de încărcat cu brațe**

| Categoria de greutate a mașinii | Dimensiunile minime ale frontului de lucru [m] | | | Coeficientul de tărie $f$ al rocii | Mărimea maximă a bucăților de material [mm] |
|---|---|---|---|---|---|
| | Înălțime | Lățime | Lungime | | |
| Ușoare | 1,4—2,0 | 2,0—2,3 | 7,2—8,0 | $\leqslant 5$ | 200 |
| Greutate medie | 1,5—2,7 | 2,3—3,0 | 7,6—9,4 | $\leqslant 8$ | 400 |
| Grele | 2,5—3,0 | 3,0—3,7 | 9,0—9,5 | $\leqslant 14$ | 600 |
| Foarte grele | 2,5—3,2 | 3,4—3,7 | 9,8—11,0 | $=16$ | 700—800 |



## 9.2. UTILAJE DE PRIMIRE ȘI EVACUARE A MATERIALULUI ÎNCĂRCAT

Creșterea gradului de utilizare a mașinilor de încărcat prezintă deosebită importanță atît din punctul de vedere al reducerii timpului de amortizare a mașinii, cît mai ales al creșterii vitezei de înaintare sau al producției abatajului, cu toate avantajele ce decurg din aceasta.

În marea majoritate a cazurilor, evacuarea materialului în spatele mașinii de încărcat (îndeosebi la săparea galeriilor) se face pe cale ferată, iar gradul de utilizare al mașinii (raportul între debitul de exploatare și cel tehnic) este de circa 0,3. Majoritatea pauzelor în lucrul mașinii se datoresc operației de schimbare a vagonetelor și garniturilor de vagonete, precum și nivelării manuale a materialului în vagonet. Chiar în cazul evacuării cu sisteme transport continuu, gradul de utilizare a mașinii nu depășește 0,7—0,8.

Creșterea gradului de utilizare a mașinii depinde de felul utilajului de primire și evacuare a materialului încărcat și de organizarea acestei operații.

Sistemele de primire și evacuare a materialului în spatele mașinilor de încărcat pot fi : *pe cale ferată* sau *cu transport auto*.

Transportul auto se folosește numai în abataje la minele de minereuri și la săparea galeriilor cu profil (secțiune) mare, cînd distanța de transport este mică.

**Evacuarea cu vagonete obișnuite** reprezintă sistemul cel mai larg folosit la săparea galeriilor. Utilajele și dispozitivele folosite pentru schimbarea vagonetelor sînt prezentate în fig. XXIV. 193.

*Sistemul cu macara transversală* (fig. XXIV. 193, *a*) ridică de pe linie vagonetul gol și îl introduce într-o nișă laterală cu lungime mică, lăsînd liberă trecerea ușoară a vagonetului plin, fără să necesite plăci sau schimbătoare de cale. Operația de legare, ridicarea și așezarea vagonetului pe linie necesită timp relativ lung, și poate da naștere la accidente, prin căderea vagonetului.

*Sistemul cu platformă transversală* (fig. XXIV. 193, *b*) prezintă avantajul că necesită nișă cu lungime mică, în schimb vagonetul trebuie transbordat lateral, cu schimbarea direcției de mișcare, ceea ce necesită timp mai mult față de sistemele care nu schimbă direcția de mișcare.

*Sistemul cu linie scurtă în fund de sac* (fig. XXIV. 193, *c*) prezintă avantajul că necesită nișă scurtă (față de dubla fixă) și are construcție simplă. Prezintă dezavantajul că la fiecare mutare trebuie demontat-montat, la manevrarea vagonetului gol, pe linia în fund de sac au loc schimbări ale sensului de mișcare, ceea ce duce la creșterea pauzei de schimbare a vagonetului față de cazul dublelor.

*Sistemul cu dublă laterală fixă scurtă pentru un vagonet* (fig. XXIV.193, *d*) prezintă avantajul că are construcție simplă și nu schimbă direcția și sensul de mișcare al vagonetului gol, în schimb are lungime mare și trebuie demontat-montat cînd se mută.

Marele neajuns, comun tuturor dispozitivelor prezentate mai sus, este că necesită nișe în care se introduce vagonetul gol, care urmează să înlocuiască pe cel plin. În același timp, sînt necesare manevre ale întregii garnituri pentru aducerea ultimului vagonet gol în dreptul nișei, care nu se poate afla în imediata apropiere a frontului, ci la o distanță egală cu cel puțin lungimea garniturii (v. fig. XXIV. 194). Aceste manevre sînt necesare pentru fiecare vagonet, ceea ce conduce la un volum mare de manevre și la creșterea duratei pauzelor în funcționarea mașinii de încărcat.

*Dubla mobilă pe traverse metalice* (fig. XXIV. 193, *e* și XXIV. 195) se așază deasupra liniei ferate și se mută fără demontare, fiind trasă cu troliul sau cu mașina de încărcat. Ea prezintă următoarele avantaje : se mută ușor, putîndu-se ține la distanță mică de front, ceea ce reduce manevrele și timpul necesar schimbării vagonetelor ;

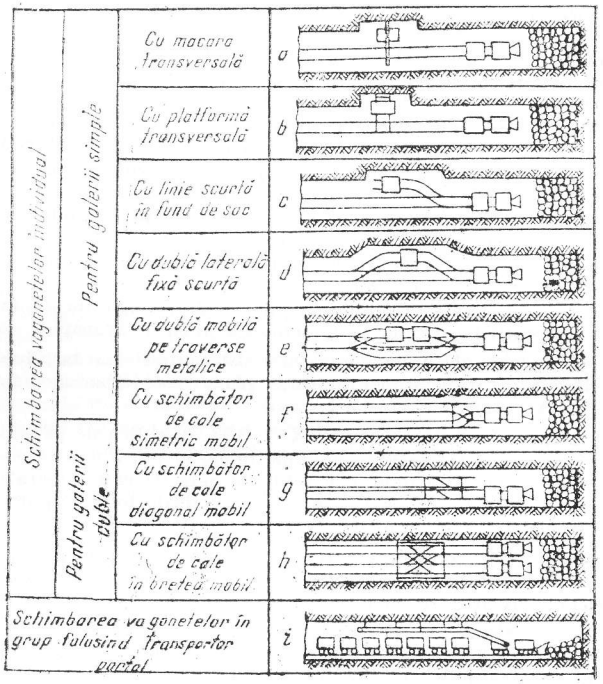



Fig. XXIV.193. Utilajele și dispozitivele folosite pentru încărcarea și schimbarea vagonetelor la săparea galeriilor.

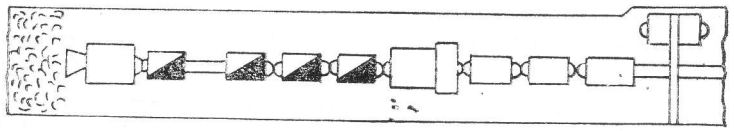


Fig. XXIV.194. Organizarea schimbului vagonetelor cu locomotiva în cazul folosirii dispozitivelor ce garează cîte un vagonet gol.



dubla fiind simetrică, iar distanța între vagonete fiind minimă (de 5—10 cm), permite, în cele mai frecvente cazuri, să fie folosită fără nișă sau supralărgirea galeriei : permite garaarea a cîte 4—7 vagonete goale pe o ramură și pline pe cealaltă. Numărul de vagonete dintr-o garnitură ce se poate încărca fără pauză pentru schimbarea garniturii este egal cu $2n + 1$, unde $n$ este numărul de vagonete ce încap pe o ramură a dublei. Dezavantajul dublelor mobile este că pot fi folosite numai în porțiunile drepte ale galeriilor.

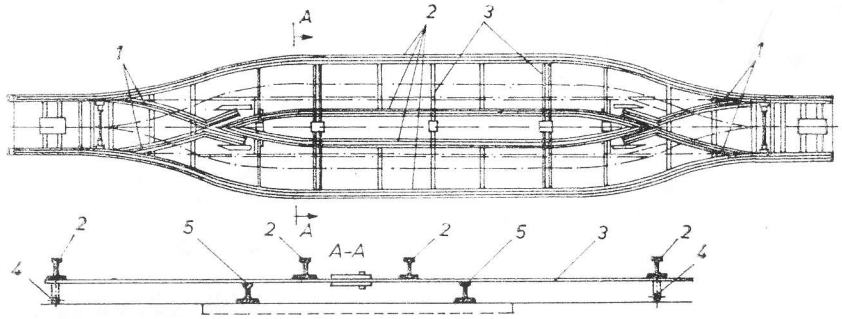



Fig. XXIV.195. Dublă simetrică mobilă :
*1* — schimbătoarele de cale de la capete, cu macaze ; *2* — șine intermediare ; *3* — traverse metalice ; *4* — suporții din țeavă ; *5* — șinele de bază.

*Schimbătoarele de cale simetrice mobile* (fig. XXIV. 193, *f*) se folosesc în cazul galeriilor simple, cînd lățimea galeriei permite ca pe părțile laterale ale liniei ferate staționare principale să se mai așeze cîte o șină la distanță egală cu ecartamentul, formînd astfel două linii ferate provizorii (una pentru pline și alta pentru goale). Schimbătorul de cale simetric mobil se așază deasupra șinelor, dînd posibilitatea schimbării vagonetelor în spatele mașinii. Aceste schimbătoare pot fi *fără macaz* (fig. XXIV. 196, *a*) sau *cu macaz* (fig. XXIV. 196, *b*). Schimbătoarele de cale simetrice mobile se folosesc și la galerii duble.

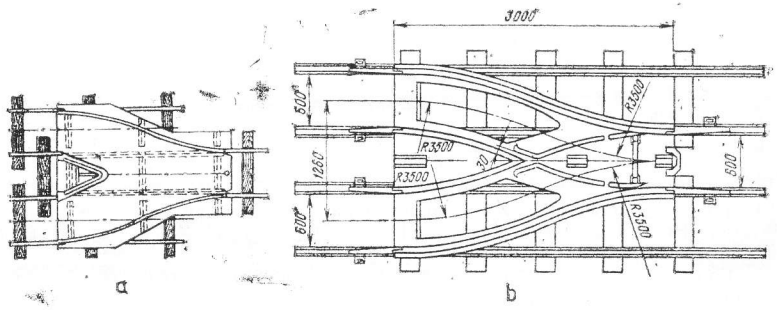



Fig. XXIV.196. Schimbătoare de cale simetrice mobile.

Marele avantaj ale schimbătoarelor simetrice mobile este că se mută ușor (la intervale de 10—20 m), fără demontări, prin tragere cu ajutorul mașinii de încărcat (în 5—10 min) și poate fi ținut în imediata apropiere a frontului de lucru, ceea ce reduce pauzele pentru schimbarea unui vagonet la mai puțin de un minut.

*Schimbătoarele de cale diagonale* (fig. XXIV. 193, *g*) pot fi montate pe plăci mobile, cînd au construcția analoagă cu schimbătoarele simetrice mobile cu macaz sau pot fi compuse din trei subansamble care se mută prin demontare și montare (fig. XXIV. 197). Ele se folosesc în cazul galeriilor duble, cînd în front lucrează de obicei numai o mașină de încărcat pe șenile care are transportor și poate descărca din orice poziție numai în vagonetul de pe una din liniile ferate. Cînd se lucrează cu o astfel de mașină, de la schimbător pînă la front este prelungită numai linia ferată de pline.

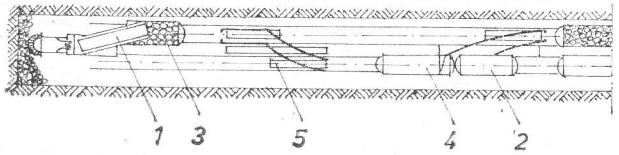



Fig. XXIV.197. Schemă de lucru cu schimbător de cale diagonal demontabil:
*1* — mașină de încărcat; *2* — vagonet gol; *3* — vagonet plin; *4* — locomotive; *5* — schimbător de cale.

*Schimbătoarele de cale mobile în bretea* (fig. XXIV. 193, *h* și XXIV. 198) se folosesc în cazul galeriilor duble, cînd în front lucrează concomitent două mașini de încărcat cu trenuri de roți de cale ferată sau cînd lucrează o singură mașină care se mută de pe o linie pe cealaltă, pentru a putea încărca pe toată lățimea frontului.

Schimbătoarele mobile în bretea sînt comode în exploatare și au căpătat o largă utilizare la săparea galeriilor duble.

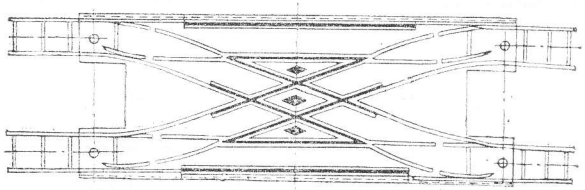


Fig. XXIV.198. Schimbător de cale mobil în bretea.

*Transportoarele încărcătoare portal* (fig. XXIV. 193, *i*) sînt compuse din trei părți principale: transportorul propriu-zis; sistemul de suspendare, care poate fi pe monorai sau pe picioare laterale de sprijin prevăzute cu role ce se deplasează pe două șine suplimentare; pîlnia de primire, care se poate ridica la tavan în vederea scoaterii mașinii de încărcat.

Folosirea în galerii cu profil simplu a transportoarelor de încărcare portale cu lungime mare, care permit introducerea sub transportor a unui număr mare de vagonete în care să se poată încărca întreaga cantitate de rocă împușcată, asigură lucrul continuu al



mașinii de încărcat și nu necesită manevre, cuplări și decuplări de vagonete, întrucît schimbarea vagonetelor se face cu locomotiva care este comandată de la distanță. Un astfel de transportor portal are însă construcție complicată, are lungime și masă mare, blochează galeria și se mută greu. Un alt dezavantaj este că pîlnia de primire este fixă și nu se deplasează odată cu mașina de încărcat, așa cum se deplasează vagonetele ce se leagă la mașină. Pentru aceste motive, transportoarele portale nu au căpătat extindere și se pot eventual recomanda numai dacă galeria simplă este dreaptă, are înălțime suficient de mare și are lungime mare.

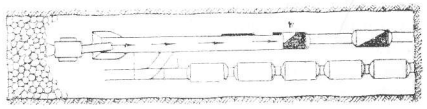


Fig. XXIV.199. Schema de lucru cu transportor portal cu lungime mică și cu schimbător de cale diagonal într-o galerie dublă.

Transportoarele încărcătoare portal pot fi folosite și în galerii duble, cînd se recomandă să aibă lungime mică și, respectiv, construcție ușoară. Ele se montează pe linia de pline, ca în fig. XXIV. 199, unde printr-un schimbător de cale diagonal se introduc vagonete goale. În acest fel se asigură lucrul continuu al mașinii pe toată perioada operației de încărcare, dar care are dezavantajul că necesită cuplarea, decuplarea și manevrarea manuală a fiecărui vagonet.

**Vagoanele-siloz** (fig. XXIV. 200, tabelul XXIV. 43 și fig. XXIV. 201) au la partea inferioară un transportor cu raclete cu două lanțuri (de obicei cu eclise) amplasate în ghidaje.

Pe măsură ce mașina de încărcat realizează încărcarea rocii pînă la nivelul superior al vagonului, transportorul deplasează materialul pînă ce vagonul este complet încărcat. Descărcarea vagonului se face cu ajutorul transportorului cu raclete. Acționarea transportorului cu raclete este pneumatică, electrică sau electro-hidraulică. Viteza transportorului este de 0,05—0,15 m/s.

Vagoanele tip VN (vagon navetă) au două motoare pneumatice cu pistoane așezate în stea, de la care, prin intermediul unui ax cardanic montat lateral, se transmite mișcare la unul din capetele arborelui cu stele a transportorului. Aceste vagoane se pot telescopa (la încărcare și la descărcare), ceea ce permite trecerea materialului dintr-un vagon în altul, putîndu-se încărca 2—3 vagoane fără schimbarea lor în front. Această soluție conduce însă la creșterea gabaritului vagonului și coeficientului de tară.

Vagoanele tip VSA (vagon siloz autodescărcător) au un grup electro-hidraulic, care alimentează două grupuri de acționare, formate din cîte un motor hidraulic și un reductor. De la aceste grupuri se transmite mișcarea, prin cîte o transmisie cu lanț, la

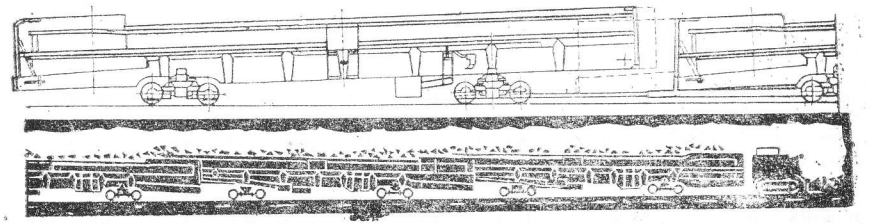


Fig. XXIV.200. Vagon navetă VN 9,5.

*Tabelul XXIV.43*

**Caracteristici tehnice ale vagoanelor siloz**

| Tipul vagonului | VN 9,5 | VN 4,5 | VSA 11,5 |
|---|---|---|---|
| Întreprinderea constructoare | U.U.M.R. | Crișcior | I.U.M.Petroșani |
| Capacitatea vagonului, m³ | 9,5 | 4,5 | 11,5 |
| Masa proprie, t | 12 | 8,6 | 10 |
| Timpul de descărcare, min | 2,5 | 1,5 | 3,3 |
| Înclinarea fundului cutiei, grd. | 1,8 | 2,5 | 1,2 |
| Viteza maximă a lanțului, m/s | 0,17 | 0,17 | 0,05 |
| Raza minimă de curbură, m | 15 | 10 | 10 |
| Puterea instalată, kW | 2×22,5 | 2×15 | 15 |
| Dimensiuni de gabarit, mm : | | | |
| — lungime | 10200 | 8000 | 10000 |
| — lățime | 1570 | 1315 | 1250 |
| — înălțime | 1800 | 1600 | 1600 |
| Ecartament, mm | 750 | 600 ; 750 | 600 ; 630 ; 750 |
| Felul acționării | Pneumatică | Pneumatică | Electro-hidraulică |

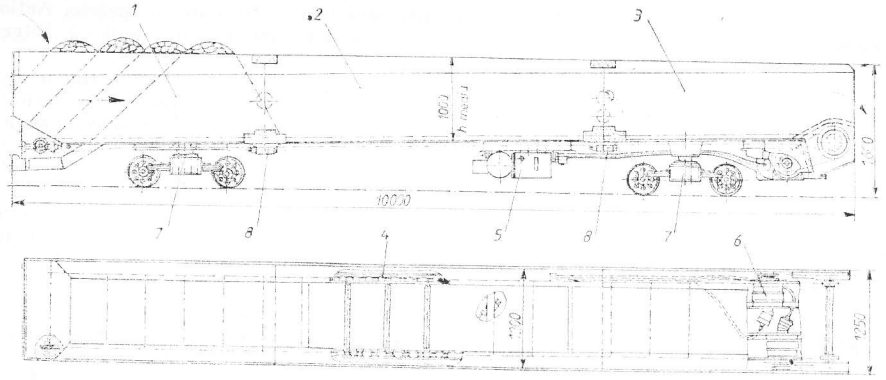



Fig. XXIV.201. Vagonul siloz autodescărcător VSA-11,5 (tipul de bază) : — jgheab de cap încărcare ; 2 — jgheab de mijloc ; 3 — jgheab de cap de descărcare ; 4 — transportor cu raclete ; — grupul de alimentare electro-hidraulic ; 6 — grupuri de acționare (motor hidraulic-reductor) ; 7 — boghiuri ; 8 — sisteme de îmbinare.

cele două capete ale arborelui cu stele al transportorului. Această acționare prezintă mai multă siguranță în funcționare și nu are elemente care ies în afara gabaritului pereților laterali ai vagonului. Cutia vagonului este formată din trei jgheaburi : două de cap cu lungime de 3 m și unul de mijloc cu lungime de 4 m. Jgheabul de mijloc poate să aibă și lungime de 3 sau de 5 m, cînd lungimea vagonului este de 9 respectiv 11 m. Construcția demontabilă permite transportul vagonului în locuri cu relief accidentat precum și transportul pe puțuri. La cerere înălțimea vagonului poate fi și de 1500 sau 1700 mm. Aceste vagoane nu se telescopează, în schimb au caracteristici tehnice și coeficient de umplere mult superioare față de cele ce se telescopează.

Vagoanele siloz au avantajul că reduc timpii de pauză în lucru a mașinii de încărcat și elimină manevrele vagonetelor, fiind nevoie doar de un operator pentru comanda transportorului cu raclete. Ele au și următoarele dezavantaje ; galeriile nu pot avea curbe cu rază mică, nu se pot înscrie în intersecțiile galeriilor, reprezintă un utilaj special în plus față de vagonetele obișnuite, necesită linie specială de garare (cînd trebuie eliberată galeria), iar în cazul ruperii lanțurilor se descarcă manual.

Vagoanele-siloz se recomandă îndeosebi pentru galerii de coastă cu profil de minimum 5,5—7 m² și care nu au curburi cu rază mai mică de 15—20 m. Ele pot transporta și numai pînă la un rostogol sau pînă la un punct de încărcare în vagonete obișnuite ori pe transportor.



## 9.3. MAȘINI COMBINATE DE ÎNCĂRCAT ȘI TRANSPORTAT

Mașinile combinate de încărcat și transportat sînt destinate să lucreze în abataje la minele de minereuri și la săparea galeriilor de pregătire din cadrul aceleiași metode de exploatare.

Aceste mașini pot fi *cu șasiu rigid* și *cu șasiu articulat*. **Mașinile de încărcat și transportat cu șasiu rigid** (tabelul XXIV. 44) sînt utilizate pe scară largă la minele de minereuri din țara noastră, în cadrul metodei de exploatare cu subetaje. Ele pot fi folosite și pentru executarea operației de rambleiere.

În fig. XXIV. 202 este prezentată mașina MIT—1P, la care cupa *1* este fixată la pirghia *2*, articulată la coprul mașinii în punctul *3*. Ridicarea cupei se face cu ajutorul lanțului *4*, care se înfășoară pe bobina de acționare *5*.

Cupa descarcă materialul în silozul *6*. La punctul de descărcare (de cele mai multe ori un rostogol), silozul se basculează în spate cu ajutorul unui cilindru pneumatic. Grupul de acționare a cupei este format dintr-un motor pneumatic cu palete și un reductor. Toate roțile mașinii sînt motoare. Roțile de pe fiecare parte au grup de acționare propriu, format din cîte un motor pneumatic cu palete și un reductor cu ramificații către roata din față și către roata din spate. Virajul se realizează prin derapare. Panta maximă pe care poate urca mașina cu silozul plin este de 12°, iar cu silozul gol, de 20°. Raza de acțiune a mașinii este de 100 m față de sursa de aer comprimat. Mașinile MIT—1P și MIT—2P au aceeași construcție, iar mașina MIS—1P (fig. XXIV. 203) diferă de aceasta doar prin sistemul de deplasare, care are numai roțile din față motoare. Roțile din spate au diametru mai mic decît cele din față și servesc pentru schimbarea direcției de mers. Mecanismul de direcție este acționat pneumatic.

Pentru a reduce uzura pneurilor în frontul de lucru, unde mașina execută multe manevre în timpul încărcării și unde au loc patinări ale roților cînd se introduce cupa

*Tabelul XXIV.44*

**Caracteristicile mașinilor de încărcat-transportat (mașini de încărcat cu siloz) fabricate la Întreprinderea „Unio" Satu Mare**

| Tipul mașinii | MIS-1 | MIT-1P | MIT-2P |
|---|---|---|---|
| Capacitatea cupei, $m^3$ | 0,12 | 0,25 | 0,45 |
| Capacitatea silozului, $m^3$ | 0,75 | 1,25 | 2,5 |
| Capacitatea de încărcare, $m^3/h$ | 8—20 | 15—45 | 60—150 |
| Consum de aer comprimat, $Nm^3/min$ | 8 | 10 | 30 |
| Puterea motorului la tracțiune la 6 bar, kW | 8,5 | 13,2 | 17,6 |
| Puterea motorului cupei la 6 bar, kW | 8,5 | 13,2 | 17,6 |
| Presiunea aerului comprimat de alimentare, bar | 4—6 | 5—7 | 5—7 |
| Viteza de deplasare, m/s | 1,2 | 1,2 | 1 |
| Ridicarea silozului | Pneumatic | Pneumatic | Pneumo-hidraulic |
| Înclinarea maximă a căii | 4° | 12° | 12° |
| Dimensiuni, m: | | | |
| — lungime în poziție de încărcare | 2 960 | 2 660 | 3 570 |
| — înălțimea maximă la încărcare | 2 085 | 2 200 | 2 680 |
| — înălțimea maximă de descărcare | 1 995 | 2 050 | 2 680 |
| — înălțimea de transport | 1 400 | 1 550 | 1 960 |
| — lățimea fără scară | 970 | 1 300 | 1 685 |
| — lățimea cu scară | 1 430 | 1 755 | 2 170 |
| Masa netă, kg | 2 500 | 3 950 | 7 240 |

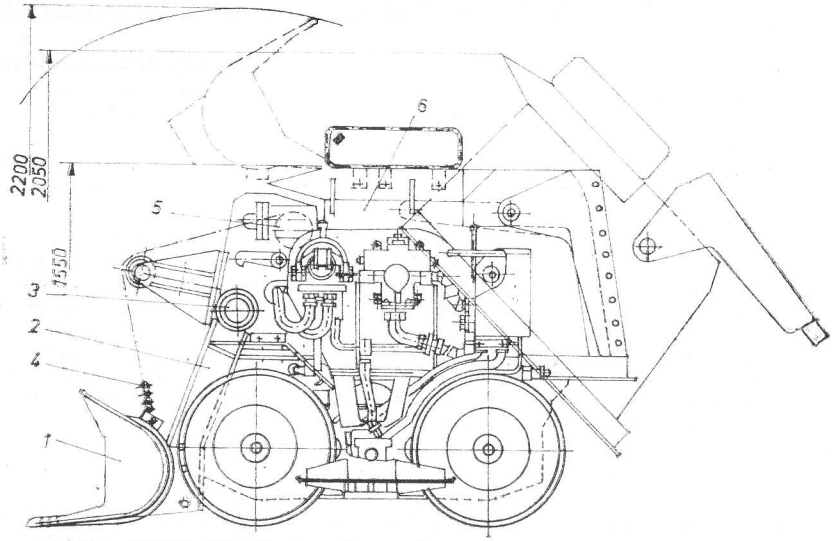



Fig. XXIV.202. Mașina de încărcat și transportat MIT-1P.



în material, se recomandă a se așeza pe vatră table de oțel pe care se împușcă. Tot pentru reducerea uzurii, pneurile se pot îmbrăca cu plasă de lanțuri sau cu șenilă.

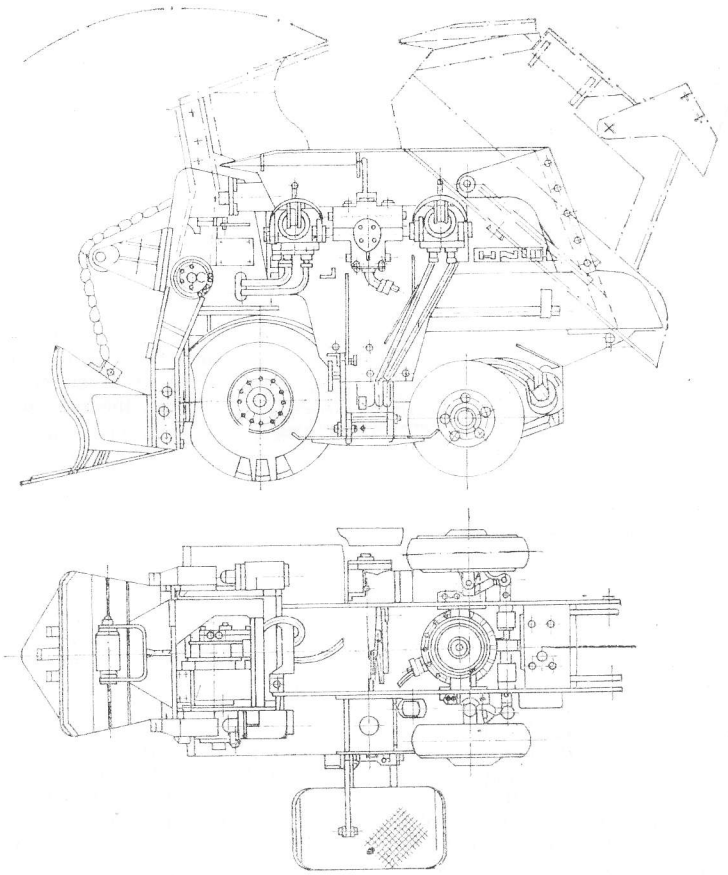


Fig. XXIV.203. Mașina de încărcat cu siloz MIS-1P.

În lucrările miniere prin care transportul se face cu mașini de încărcat cu siloz, trebuie să existe un spațiu liber pînă la peretele galeriei de cel puțin 0,3 m, iar pe partea platformei, de cel puțin 0,6 m. Între cupa în poziția cea mai înaltă și tavan trebuie să fie un spațiu liber de cel puțin 0,3 m.

Distanța de transport rațională din punct de vedere economic pentru aceste mașini este de 20—100 m.

**Mașinile de încărcat și transportat cu șasiu articulat** au de obicei motoare diesel și pot fi împărțite în două subgrupe : 1) cu cutie-siloz în care încarcă o lopată și 2) cu lopată de capacitate mare care îndeplinește și rolul de cutie-siloz.

Cele din prima grupă pot fi : *cu descărcarea cutiei (benei) prin basculare în spate* (fig. XXIV. 204, *a*) ; *cu cutie telescopică, la care materialul se descarcă prin împingere în spate* (fig. XXIV. 204, *b*) ; *cu descărcare la partea inferioară* (fig. XXIV. 204, *c*). Mașinile din fig. XXIV. 204, *a* și *b* reprezintă automobile, care au fost prezentate în capitolul de transport auto, echipate cu o lopată pentru încărcare. Raportul între capacitatea cutiei și a lopeții este de 5—6.

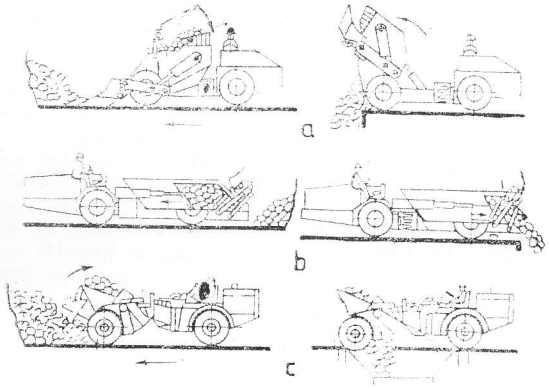



Fig. XXIV.204. Mașini de încărcat și transportat cu șasiu articulat și cu cutie siloz în care încarcă o lopată.

Limita rațională de transport pentru aceste mașini este de la 60—80 m pînă la 300—350 m și crește odată cu capacitatea utilă a mașinii. În cazuri izolate, această distanță poate ajunge pînă la 1000 m. Pentru fiecare caz concret se recomandă a stabili curba de variație a debitului de încărcare și transport al mașinii în funcție de distanța de transport, în scopul găsirii limitei peste care debitul scade foarte mult.

La întreprinderea „UNIO" Satu Mare se fabrică două tipuri de mașini de încărcat și transporat cu lopată de mare capactate, sub denumirea de *încărcătoare frontale miniere* (tab. XXIV. 45). La aceste mașini lopata *1* (fig. XXIV. 205), după ce se introduce în material, se rotește în jurul articulației *2* cu ajutorul cilindrului hidraulic *3*, încărcîndu-se. În această poziție are loc și transportul. În punctul de descărcare, lopata se ridică prin ridicarea brațului *4* în jurul cilindrului hidraulic *5*, apoi cu ajutorul cilindrului *3* se rotește în față și se descarcă. Transmisia este cu hidroconvertizor și cutie de viteze. La cerere, această mașină poate fi livrată cu motor electric alimentat prin cablu flexibil. Unghiul de frîngere a șasiului este de 45°. Lățimea minimă a două galerii perpendiculare în care se poate înscrie mașina trebuie să fie cu 50—60% mai mare decît lățimea mașinii. Pe plan mondial, capacitatea lopeții variază între 0,9 și 8,5 m³. Aceste mașini pot urca pante pînă la 20—30°. Întrucît debitul mașinii scade foarte mult odată cu distanța de transport, se recomandă ca această distanță să nu depășească cîteva zeci de metri.

Cheltuielile de încărcare și transport au aproximativ următoarea structură : amortisment 28—30% ; anvelope 26—30% ; cheltuieli de întreținere 18—20% ; retribuții 16—18% ; carburant 10—15%.



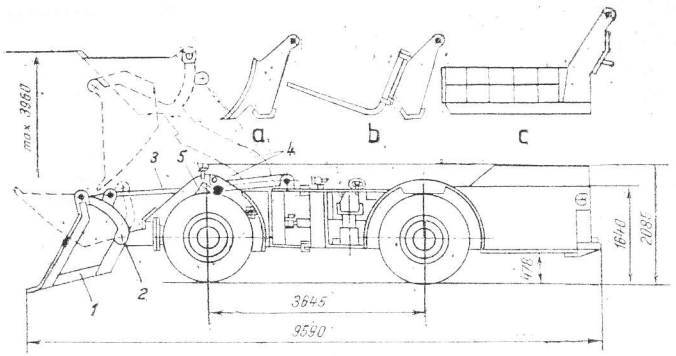



Fig. XXIV.205. Încărcătorul frontal minier IM 180 :
*a*, *b* și *c* — dispozitive suplimentare cu care se poate echipa mașina în locul cupei (*a* — lamă de buldozer ; *b* — furcă stivuitoare cu sarcină maximă de ridicare de 60 kN ; *c* — platformă de transport).

*Tabelul XXIV.45*

**Încărcătoare frontale miniere (IM) fabricate la Întreprinderea „Unio" Satu Mare**

| Tipul mașinii | IM 80 | IM 180 |
|---|---|---|
| Capacitatea cupei rasă, m³ | 1,3 | 2,7 |
| Tipul motorului diesel | D2602 | D2156 |
| Puterea nominală, kW | 58 | 132 |
| Viteza maximă, km/h | 28 | 28,67 |
| Forța maximă de înfingere, kN | 62 | 130 |
| Forța maximă de smulgere la ridicare, kN | 58 | 117 |
| Raza minimă interioară de viraj, mm | — | 3 130 |
| Dimensiuni de gabarit, mm : | | |
| — lungime de transport | 7 140 | 9 500 |
| — înălțime | 1 680 | 2 085 |
| — lățime | 2 000 | 2 800 |
| Înălțimea maximă la care se poate ridica lopata, mm | 3 850 | 3 960 |
| Masa, t | 12 | — |
| Formula roților | 4×4 | 4×4 |

## 9.4. INSTALAȚII DE SCREPER

Instalațile de screper se folosesc în principal în abataje și preabataje la minele de minereuri, pentru încărcarea și transportul pe distanțe mici a rocilor tari (fig. XXIV.206 și XXIV 207), cînd condițiile de zăcămînt nu permit folosirea unor soluții mai moderne.

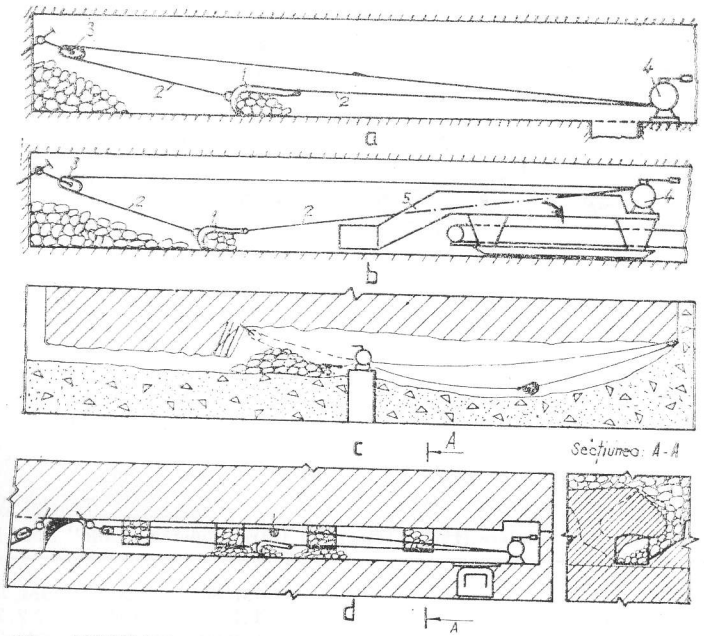



Fig. XXIV.206. Exemple de utilizare a instalațiilor screper: *a* și *b* — în abataje cameră sau la săparea galeriilor; *c* — în abataj la zăcăminte filoniene pentru transportul minereului și al rambleului; *d* — în galeria de acumulare la metoda de exploatare cu blocuri de prăbușire.

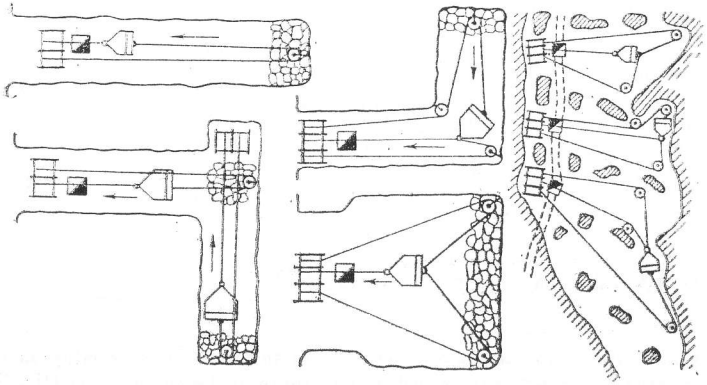


Fig. XXIV.207. Scheme de lucru cu instalațiile de screper.



de mecanizare cum sînt: mașini de încărcat cu siloz, transport auto sau transportoare. Aceasta întrucît alături de avantajele că au construcție simplă și pot încărca materiale tari și în bucăți mari, ele au și următoarele dezavataje: au lucru discontinuu; au debit mic, care scade brusc cu creșterea distanței de transport: au consum mare de energie (0,2—0,4 kWh/t pentru distanța de transport de 30—60 m); au uzură mare a screperelor și cablurilor (consumul de cabluri este de 22—26 kg/1000 t minereu); formează mult praf; poate conduce la diluția utilului.

Părțile principale ale instalațiilor de screper sînt următoarele (fig. XXIV. 206): screperul *1*, cablurile *2*, scripeții *3* și troliul *4*, iar cînd încarcă pe transportor sau în vagonet are și estacada *5*.

După cum se vede din fig. XXIV. 208, screperele, care reprezintă organul de lucru pot avea diferite construcții.

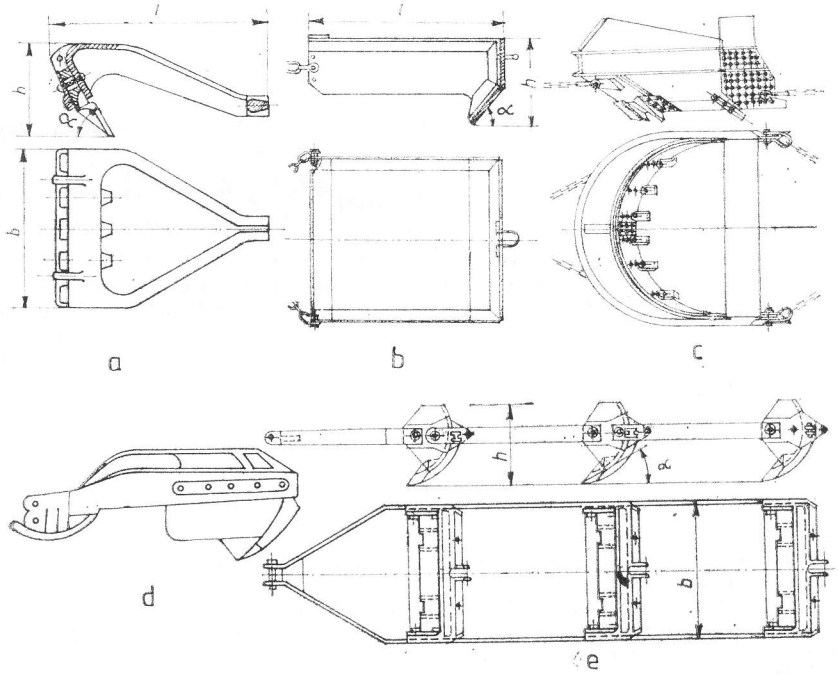



Fig. XXIV.208. Screpere:
*a* — screper-racletă; *b* — screper-cutie; *c* — screper-cutie pentru depozite; *d* — screper-racletă-cutie; *e* — screper compus din mai multe secțiuni articulate.

*Screperele-racletă* se folosesc în condiții grele de lucru (la minele de minereuri), cînd rocile au granulometrie variată cu bulgări mari (peste 300 mm), sînt tari, grele și tasate. Ele au dinți demontabili (în număr de 5—6) sau tăișuri demontabile (cînd vatra

este slabă). Construcția screperului este turnată (din oțel cu mangan pînă la 13%) dintr-o bucată sau, cînd are capacitate mare, din mai multe părți, pentru a se putea transporta.

*Screperele-cutie* se folosesc la materiale relativ ușoare, putînd fi folosite și la minereuri fără bulgări mari și au construcție sudată.

*Screperele-racletă-cutie* se folosesc în condiții medii de lucru.

Cînd condițiile miniere de lucru limitează lățimea și înălțimea screperului se folosesc screpere din mai multe secții articulate între ele.

Raportul între înălțimea $h$, lățimea $b$ și lungimea $l$ a screperului se recomandă să aibă următoarele valori: 1 : 2 : 2,5 pentru screpere-racletă și 1 : 2 : 2 pentru screpere-cutie.

Lățimea screperului se calculează în funcție de volumul screperului, $V_s$[m³], cu expresiile:

— pentru screpere-racletă $b = \dfrac{V_s}{0{,}14 + 0{,}473\ V_s}$ [m],

— pentru screpere-cutie $b = \dfrac{V_s}{0{,}19 + 0{,}54\ V_s}$ [m].

În cazul corelării parametrilor screperului după această metodologie, volumul util al screperului se calculează cu expresia:

$$V_s = kh^2b \quad [m^3]$$

în care: $h$ este înălțimea screperului, m; $b$ — lățimea screperului, m; $k$ — coeficient ce are valorile 0,92 pentru screpere-racletă și 1,56 pentru screpere-cutie.

În același timp, este necesar ca pentru screpere-racletă $b \geqslant (2 \ldots 2{,}5)a$, iar pentru screpere-cutie $b \geqslant (3 \ldots 3{,}5)a$, unde $a$ este mărimea medie a bucăților de material.

Unghiul $\alpha$ pe care îl face tăișul cu vatra este de 45—60° la screpere-racletă și de 30—45° la screpere-cutie.

Raportul între masa screperului și lungimea tăișului (lățimea screperului) se calculează cu expresia:

$$q = (b^2 + \rho)\sqrt{\frac{a}{300}}\ [kg/cm]$$

în care: $b$ este lățimea screperului, m; $\rho$ — masa specifică a materialului, t/m³; $a$ — mărimea bucăților de material, mm.

În practică $q = 1{,}2 \ldots 2{,}5$ kg/cm pentru minereuri cu granulație mică, $q = 2{,}5 \ldots 4$ kg/cm pentru minereuri cu granulație mijlocie și $q = 4 \ldots 7$ kg/cm pentru minereuri în bucăți mari.

Între volumul screperului și puterea troliului se recomandă corelarea din tabelul XXIV. 46.

Troliile pot fi cu motorul așezat în serie față de tobe sau paralel cu tobele (fig. XXIV. 209 și tabelele XXIV. 47 și XXIV. 48). Cele cu motor așezat în serie au două sau trei tobe și sînt cel mai larg utilizate. Troliile cu motorul așezat paralel, se întîlnesc mai rar în practică și au de obicei două tobe. Fiecare tobă are un reductor planetar, la care, prin frînarea coroanei dințate intră în funcțiune toba. Viteza cablului la cursa goală este cu 30—40% mai mare decît viteza cursei pline, ceea ce se realizează



*Tabelul XXIV.46*

**Corelarea între volumul util al screperului și puterea troliului**

| Volumul screperului [m³] | 0,16 | 0,25 | 0,40 | 0,60 | 1,00 | 1,60 | 2,50 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Puterea troliului, kW | | | | | | | |
| — pentru screpere racletă | 10—17 | 10—30 | 17—40 | 30—33 | 40—100 | 55—125 | 75—160 |
| — pentru screpere cutie | 10—17 | 17—30 | 30—55 | 30—75 | 55—125 | 75—160 | 100 |

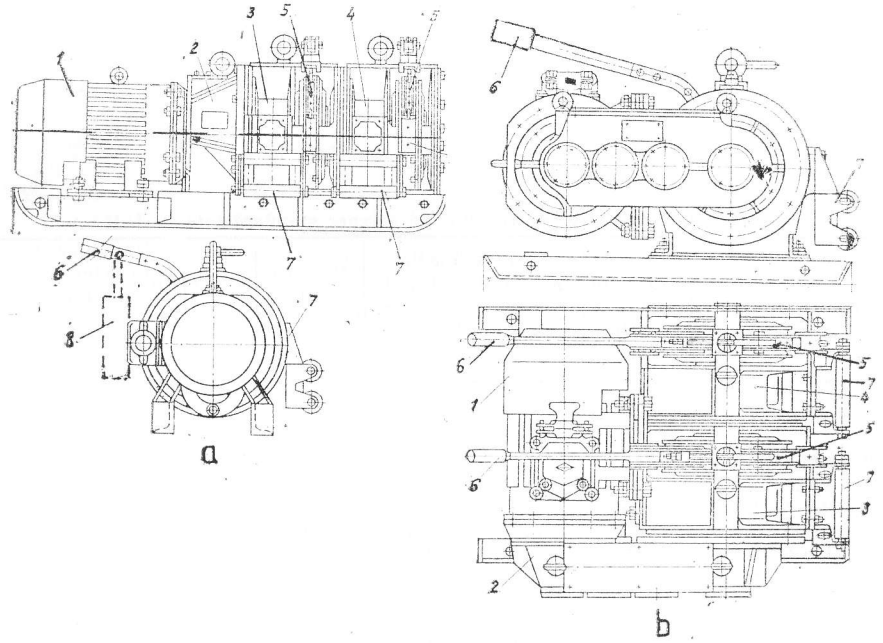



Fig. XXIV.209. Trolii de screper:

*a* — cu motor așezat în serie cu tobele; *b* — cu motorul așezat paralel cu tobele (*1* — motorul electric; *2* — reductorul; *3* — toba pentru cursa plină; *4* — toba pentru cursa goală; *5* — reductorul planetar cu banda de frînă; *6* — maneta; *7* — fereastră cu role pentru conducerea cablului; *8* — cilindrul hidraulic pentru comandă de la distanță).

prin schimbarea pinionului central și al sateliților reductorului planetar. Cînd troliul se comandă de la distanță sau automat se folosește un cilindru hidraulic sau pneumatic care acționează maneta frînei.

*Tabelul XXIV.47*

**Trolii cu motorul așezat în serie, fabricate la întreprinderea „UNIO" Satu Mare**

| Tipul troliului | RS-7,5 | TS-22 |
|---|---|---|
| Forța maximă de tracțiune la cursa plină, N | 4800 | 16000 |
| Viteza medie la cursa plină, m/s | 1,26 | 1,1 |
| Viteza medie la cursa goală, m/s | 1,59 | 1,3 |
| Diametrul cablului, mm | 6,5 | 15 |
| Lungimea cablului ce se înfășoară pe o tobă, m | 100 | 110 |
| Puterea motorului, kW | 7,5 | 22 |
| Turația motorului, rot/min | 1000 | 1500 |
| Dimensiuni de gabarit, mm | | |
| — lungime | 1456 | 1480 |
| — lățime | 790 | 1200 |
| — înălțime | 715 | 800 |
| Masa fără cabluri, kg | 880 (fără motor) | 1600 |

*Tabelul XXIV.48*

**Caracteristicile tehnice ale troliilor de screper standardizate în U.R.S.S.*)**

| Tipul troliului**) | Forța de tracțiune medie din cablu [kN] | Viteza medie a cablului, [m/s] | | Puterea nominală a motorului [kW] | Diametrul cablului [mm] | Lungimea maximă a cablului ce se înfășoară pe tobă [m] | Masa troliului [kg] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | La cursa plină | la cursa goală | | | | |
| 6LS-2S | 6 | 1,00 | 1,32 | 5,5 | 10 | 35 | — |
| 10LS-2S | 10 | 1,12 | 1,50 | 10 | 12 | 45 | 425 |
| 16LS-2S | 16 | 1,12 | 1,50 | 17 | 14 | 60 | 670 |
| 28LS-2S | 28 | 1,18 | 1,60 | 30 | 16 | 90 | 1150 |
| 40LS-2S | 40 | 1,40 | 1,90 | 55 | 20 | 100 | 2000 |
| 63LS-2S | 63 | 1,70 | 2,36 | 100 | 25 | 300 | — |
| 80LS-2S | 80 | 1,40 | 1,90 | 100 | 25 | 125 | 3600 |
| 107LS-2S | 107 | 1,70 | 2,36 | 160 | 32 | 300 | — |
| 28LS-2P | 28 | 1,18 | 1,60 | 30 | 16 | 90 | 1300 |
| 40LS-2P | 40 | 1,40 | 1,90 | 55 | 20 | 100 | 2400 |
| 80LS-2P | 80 | 1,40 | 1,90 | 100 | 25 | 125 | 4000 |
| 28LS-3S | 28 | 1,18 | 1,60 | 30 | 16 | 90 | 1550 |
| 40LS-3S | 40 | 1,40 | 1,90 | 55 | 20 | 100 | 2720 |
| 80LS-3S | 80 | 1,40 | 1,90 | 100 | 25 | 125 | 5000 |

*) Troliile cu putere de 5,5; 10 și 17 kW pot avea și motor pneumatic.

**) Primul număr indică forța de tracțiune din cablu în kN; LS-trolii de screpere; Numărul al doilea indică numărul tobelor; S — cu motorul așezat în serie; P — cu motorul așezat paralel.



Cablurile folosite sînt cele compuse duble, cu construcție combinată tip Seale (la care sîrmele din stratul superior au diametrul mai mare decît sîrmele straturilor interioare).

Coeficientul de siguranță al cablurilor (la montare) este de 3—4. Raportul între diametrul tobelor și al cablurilor este de circa 18, iar între al rolei scripeților și cablurilor de circa 16.

Scripeții trebuiesc bine ancorați în front pentru a nu da naștere la accidente (fig. XXIV. 210).

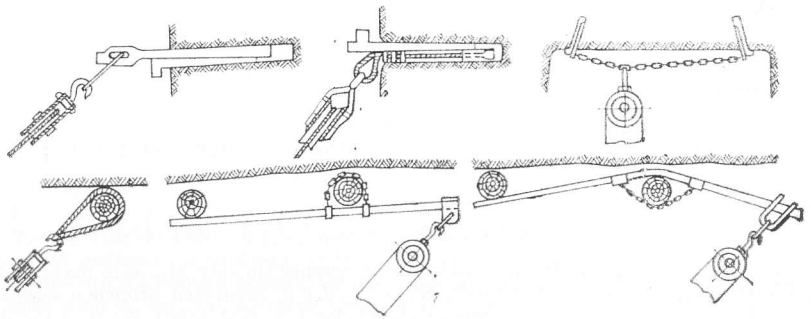


Fig. XXIV.210. Ancorarea scripeților.

Debitul tehnic al unei instalații de screper se calculează cu expresia:

$$Q_t = V_s k_u \varrho n_c = M_m n_c \quad [t/h]$$

în care: $V_s$ este volumul util al screperului, m³; $k_u$ — coeficientul de umplere al screperului; $\varrho$ — masa specifică a materialului în vrac, t/m³; $n_c$ — numărul de curse complete ce le execută screperul pe oră; $M_m$ — masa materialului din screper, t.

Coeficientul de umplere al screperului are următoarele valori: 0,9—1,0 pentru materiale cu granulație mică și ușoare (în acest caz se folosesc screpere-cutie); 0,7—0,8 pentru materiale cu granulometrie medie; 0,6—0,7 pentru minereuri cu bulgări mari (în acest caz se folosesc numai screpere-racletă). Cînd se transportă pe înclinare, aceste valori se majorează (cînd se transportă în jos) sau se micșorează (cînd se transportă în sus) cu 1% pentru fiecare grad.

Numărul de curse pe oră, $n_c$, și timpul unei curse complete, $T_c$, se calculează cu expresiile:

$$n_c = \frac{3600}{T_c}, \text{ iar } T_c = \frac{L}{v_p} + \frac{L}{v_g} + t_p \quad [s],$$

în care: $L$ este lungimea traseului, m; $v_p$ — viteza la cursa plină, m/s; $v_g$ — viteza la cursa goală, m/s; $t_p$ — timpul de pauză pentru cuplarea tobelor la schimbarea sensului de mișcare, s, care este de 30—50 s.

Debitul de exploatare al unei instalații de screper este:

$$Q_e = Q_t k_e \quad [t/h]$$

unde $k_e$ este coeficient de exploatare, care ține seama de timpul necesar pentru sfărîmarea bulgărilor mari (negabaritelor), lichidarea agățărilor și blocărilor, începerii și încheierii operației de screperare, aerajului etc. și are valori între 0,4 și 0,6.

Influență negativă deosebită asupra debitului și costului transportului o au creșterea lungimii de transport și bulgării mari se material (mai ales negabariții care reclamă operații de deblocare și sfărîmare suplimentară).

Volumul necesar al screperului se calculează cu expresia:

$$V_s = \frac{Q_e}{k_u k_e \varrho n_c} \quad [\mathrm{m}^3]$$

Lățimea screperului ales trebuie să nu depășească 0,5—0,8 din lățimea galeriei.

Eforturile ce apar în cabluri se calculează după cum urmează:

— pentru cursa plină:

$$F_p = k_s[G(f_1 \cos\beta \pm \sin\beta) + G_0(f_2 \cos\beta \pm \sin\beta) + q_c L_c f_2 \cos\beta + F_t] \quad [\mathrm{N}]$$

— pentru cursa goală:

$$F_g = k_s[G_0 f_2(\cos\beta \mp \sin\beta) + q_c L_c f_2 \cos\beta + F_t] \quad [\mathrm{N}]$$

unde: $G = M_m g$ este greutatea materialului din screper (în care $M_m$ este masa materialului din screper, kg, iar $g = 9{,}81$ m/s$^2$), N; $G_s = M_s g$ — greutatea proprie a screperului (în care $M_s$ este masa proprie a screperului, kg, iar $g = 9{,}81$ m/s$^2$), N; $\beta$ — înclinarea traseului (sin $\beta$ se ia cu plus cînd screperul se deplasează în sus); $q_c$ — greutatea pe metru linear a cablului, N/m; $L$ — lungimea cablurilor, m; $f_1$ — coeficientul de frecare dintre materialul din screper și vatră (pentru minereuri $f_1 = 0{,}75 \ldots 0{,}9$; pentru steril $f_1 = 0{,}65 \ldots 0{,}75$; pentru cărbune $f_1 = 0{,}55 \ldots 0{,}6$); $f_2 = 0{,}35 \ldots 0{,}5$ — coeficientul de frecare al oțelului pe rocă; $F_t = 1000 \ldots 2000$ N — rezistența la desfășurarea cablului de pe toba liberă (care este parțial frînată pentru a nu lăsa cablul să se desfășoare liber și să formeze noduri); $k_s = 1{,}3 \ldots 1{,}4$ — coeficient ce ține seama de rezistențele suplimentare ce apar.

Puterea necesară a troliului pentru cursa plină și pentru cursa goală se calculează cu expresiile:

$$P_p = \frac{F_p v_p}{1000\eta} \text{ și } P_g = \frac{F_g v_g}{1000\eta}, \quad [\mathrm{kW}]$$

în care: $v_p$ și $v_g$ reprezintă viteza la cursa plină și la cursa goală, m/s; $\eta = 0{,}8 \ldots 0{,}85$ — randamentul transmisiei troliului.

Dintre cele două puteri calculate se alege valoarea cea mai mare, care se majorează cu 10—15% pentru rezervă de putere.

Unii autori consideră că este mai corect dacă pentru putere se calculează valoarea medie patratică cu expresia:

$$P = k_r \sqrt{\frac{P_p^2 t_p + P_g^2 t_g}{T_c}}, \quad [\mathrm{kW}]$$

în care: $t_p = L/v_p$ este timpul de mers la cursa plină, s; $t_g = L/v_g$ — timpul de mers la cursa goală, s; $k_r$ — coeficient de rezervă a puterii și are valori de 1,25 — 1,35 (crește cu raportul între $P_p$ și $P_g$, precum și cu mărimea bulgărilor de material).



Motoarele troliilor de screper trebuie să poată prelua și suprasarcini dinamice de scurtă durată de 2 — 2,5 ori mai mari decît sarcina nominală.

# 10. TRANSPORTUL HIDRAULIC ȘI PNEUMATIC AL ROCILOR

## 10.1. TRANSPORTUL HIDRAULIC AL ROCILOR

Transportul hidraulic se folosește pentru transportul rambleului în subteran, la transportul cărbunelui în subteran în cazul minelor hidromecanizate, în cariere unde se folosește hidromecanizarea, în uzinele de preparare, pentru transportul sterilului la iazurile de decantare etc.

**Transportul hidraulic pe jgheaburi.** Transportul prin curgere liberă fără presiune, pe jgheaburi înclinate, se întîlnește în fronturile de lucru hidromecanizate și pe lucrările de pregătire din apropierea acestor fronturi, precum și în uzine de preparare. Debitele pot ajunge pînă la 600 t/h, iar jgheaburile au de obicei formă trapezoidală (fig. XXIV.211, *a*). Raportul între lățimea jgheabului la fund $b$ și adîncimea jgheabului $h$ se recomandă să fie $b/h = 2$, pentru pulpe cu suspensii fine (ca în cazul apei) și $b/h = 3 \ldots 4$ pentru pulpe cu bucăți mari de material. Lățimea jgheabului trebuie să verifice și condiția $b \geqslant (1{,}5 \ldots 2)\, d_{max}$ (unde $d_{max}$ este mărimea maximă a bucăților de material). În practică $b = 200 \ldots 600$ mm, iar înclinarea pereților laterali este de 60 — 80° (valoarea minimă se adoptă cînd bucățile de material au dimensiuni mari și s-ar bloca între ele). Jgheaburile se execută din tablă de oțel cu rezistență ridicată la uzură și cu grosime, de obicei, de 3 mm. În uzine de preparare fundul jgheabului ajunge la 10 mm grosime, poate fi din sital sau se acoperă cu bazalt topit.

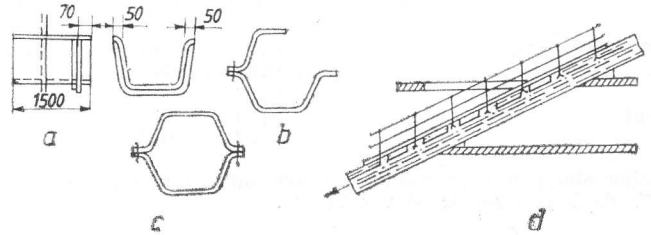



Fig. XXIV.211. Jgheaburi.

În fronturile de lucru și pe galerii, jgheaburile se așază în canale, iar unul din capetele jgheabului este mai îngust pentru a putea intra în jgheabul din aval. În curbe, panta se mărește cu circa 30%, iar jgheaburile se înclină transversal către interiorul

curbei. Tot în curbe, pentru ca pulpa să nu fie aruncată afară, se pot monta capace parțiale în exterior, ca în fig. XXIV. 211, *b*, iar cînd panta este mai mare de 0,1 jgheaburile se acoperă total cu capace ca în fig. XXIV. 211, *c*. În uzinele de preparare, mai ales cînd înclinarea depășește 20°, se folosesc conducte care nu sînt umplute 100% și care au ferestre cu capace prin care se face controlul și se schimbă blindajul (fig. XXIV. 211, *d*). Pentru șlamuri cu nisip se pot folosi jgheaburi cu secțiune circulară, care opun rezistență mai mică.

Calculul vitezei $v$ de curgere și a pantei jgheabului sau conductei $i = \operatorname{tg}\alpha$ (unde $\alpha$ este unghiul de înclinare) se bazează pe *formula lui Chézy* :

$$v = C_0\sqrt{Ri} = \sqrt{\frac{1000\,\rho_p}{0{,}206 + \rho_p^{-1}}}\sqrt{Ri} \quad [\text{m/s}]$$

în care : $R$ este raza hidraulică (raportul între suprafața secțiunii transversale a curentului și perimetrul udat) ce se calculează după cum urmează :

— pentru conducte pline $R = D/4$ ;

— pentru jgheaburi cu secțiune dreptunghiulară $R = \dfrac{bh_f}{b + 2h_f}$, unde $b$ este lățimea jgheabului, iar $h_f$ — adîncimea curentului de pulpă (de fluid).

În tabelul XXIV. 49 sînt prezentate pantele minime pentru diferite materiale nesortate.

*Tabelul XXIV.49*

**Panta minimă $i$**

| Felul materialelor | Panta minimă $i$ | |
|---|---|---|
| | Jgheaburi metalice *) din lemn sau betonate | Canale |
| Argilă | 0,015—0,023 | 0,02—0,03 |
| Nisip fin | 0,026—0,03 | 0,03—0,04 |
| Nisip mijlociu | 0,03 —0,035 | 0,04—0,05 |
| Nisip cu granule mari | 0,035—0,05 | 0,05—0,06 |
| Pietriș mijlociu | 0,050—0,08 | — |
| Pietriș mare | 0,08 —0,10 | — |
| Cărbune nesortat | 0,05 —0,06 | — |
| Steril nesortat | 0,07 —0,10 | — |

*) Valorile minime sînt pentru jgheaburi metalice, față de care panta minimă scade cu 30—40% dacă jgheaburile sînt emailate.

Concentrația maximă a amestecului, respectiv capacitatea maximă de transport pe jgheaburi a unui curent de fluid se calculează cu expresia :

$$S_{max} = \frac{1}{\rho_m - \rho_a}\,\frac{K_t i}{f_m - i} \quad [\text{m}^3/\text{m}^3]$$



în care : $f_m$ este coeficientul de frecare al materialului pe fundul jgheabului (v. tabelul XXIV. 50) ; $K_t$ — coeficient de transmitere a energiei, care pentru materiale neclasate are valorile : pentru steril $K_t \approx 0{,}6$, cînd $i = 0{,}007 \ldots 0{,}14$ ; pentru cărbune cu steril $K_t \approx 0{,}3$ cînd $i = 0{,}01$, $K_t \approx 0{,}6$ cînd $i = 0{,}05$ și $K_t \approx 0{,}8$ cînd $i = 0{,}14$.

*Tabelul XXIV.50*

**Coeficienții de frecare ai diferitelor materiale pe fundul unui jgheab metalic cu apă**

| Felul materialului | Coeficienții de frecare | |
|---|---|---|
| | la repaus, $f_r$ | la mișcare, $f$ |
| Minereu de fier aglomerat | 0,562 | 0,627 |
| Zgură de furnal | 0,543 | 0,894 |
| Cărbune | 0,479 | 0,707 |
| Minereu de fier | 0,645 | 0,730 |
| Gresie | 0,539 | 0,795 |

Cînd se transportă roci sfărîmate neclasate, ce conțin bucăți de material cu diametrul maxim $d_{max} > 20$ mm, există o valoare optimă a raportului $h_f/d_{max}$ (unde $h_f$ este adîncimea curentului de fluid), căreia îi corespunde o valoare maximă a coeficientului $K_t$ și respectiv o concentrație și o capacitate maximă de transport a curentului de fluid. Acest raport optim descrește odată cu creșterea pantei $j$ a jgheabului. Astfel, pentru cărbune și pantă 0,01 ; 0,02 ; 0,03 și 0,04 corespund următoarele valori optime ale raportului $h_f/d_{max}$ : 2,5 ; 1,5 ; 1,0 ; și 0,5. În general, valoarea optimă a acestui raport crește odată cu creșterea densității și coeficientului de frecare al materialului. Astfel, pentru $i = 0{,}03 \ldots 0{,}10$, raportul optim $h_f/d_{max}$ este de 1—0,25 pentru cărbune, iar pentru gresii este 1,1—0,6.

Avînd consistența pulpei $S$(m³/m³) și debitul de material $V_m$, (m³/h) se poate calcula debitul de pulpă $V_p$(m³/h) și de apă $V_a$(m³/h) cu următoarele expresii :

$$V_p = \frac{V_m}{S} \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad \text{și} \quad V_a = V_p - V_m \quad [\text{m}^3/\text{h}]$$

Cunoscînd debitul de pulpă $V_p$ și viteza $v$ se calculează secțiunea curentului de pulpă cu expresia

$$F_0 = \frac{V_p}{3600\,v} \quad [\text{m}^3]$$

Secțiunea jgheaburilor trapezoidale $F \approx 1{,}3\,F_0$ [m²], căreia îi corespunde o înălțime de umplere a jgheabului de cca 0,8 $h$ (unde $h$ este adîncimea jgheabului).

**Transportul hidraulic pe conducte sub presiune.** În funcție de felul cum se realizează presiunea, instalațiile de transport hidraulic pe conducte pot fi *cu presiune naturală* (datorită coloanei de fluid) și *cu presiune artificială*, care la rîndul lor pot fi: cu pompă de pulpă, cu pompă de apă (cînd materialul se introduce în conductă după pompă), cu hidroelevator și cu aerlift.

Părțile constructive comune tuturor acestor instalații sînt conductele și armăturile.

*Conducte.* Conductele sînt țevi trase la cald cu grosimea pereților între 9 și 14 mm (pot ajunge la 40 mm) și cu diametrul pînă la 600 mm.

În subteran, lungimea țevilor este de 4 — 6 m, iar la suprafață și în cariere de 8 m și chiar mai mult. Țevile folosite în abatajele din subteran au grosimea de 2—4 mm și lungimea de 2—3 m, iar în abatajele din cariere au grosimea de 3—6 mm și lungimea de 4—6 m. Pentru a mări rezistența la uzură a țevilor, suprafața interioară a lor este călită prin CIF, placată cu oțel anticorosiv, sau căptușită cu materiale anticorosive cum sînt: bazalt topit, foaie de cauciuc dur, poliuretan, neopren etc.

Placarea cu aliaje cu crom se recomandă în cazul vitezelor mici (2 — 3 m/s), respectiv la conducte cu diametru de 150 — 200 mm, iar pentru conducte cu diametru mai mare și viteze mai mari se recomandă placarea cu aliaje cu mangan și siliciu.

Acoperirea cu materiale plastice se face prin aplicarea acestora la cald, în 3—4 straturi.

Inelele din bazalt turnat, cu grosime de 20 — 25 mm și lungime de 500 mm, se fixează pe pereți țevii cu lapte de ciment. Aceste conducte se folosesc pe linii cu durată mare de exploatare și cînd viteza de transport nu este mare, întrucît bazaltul este sensibil la lovituri.

Se încearcă și introducerea de aditivi în timpul exploatării, care conduc la formarea unei cruste uniforme pe pereții conductei, în proces controlat, ce protejează materialul de bază.

Întrucît uzura este mai intensă la capetele conductelor, se impune luarea de măsuri de creștere a rezistenței la uzură în această zonă.

Conductele se îmbină între ele prin flanșe sau sisteme de îmbinare rapidă (fig. XXIV. 212), iar cînd durata de exploatare este mai mare de 2—3 ani pot fi sudate între ele în tronsoane pînă la 200 m în subteran și pînă la 1000 m la suprafață. Pe linii semistaționare, pentru schimbarea direcției conductei pot fi folosite coturi universale cu îmbinare rapidă (fig. XXIV. 213).

Pentru a avea o uzură uniformă și a mări durata de viață a conductelor, acestea se rotesc periodic (circa de două ori pe an) în timpul exploatării, cu cîte 90° cînd sînt orizontale sau înclinate pînă la 15°, cu cîte 120° cînd au înclinare de 15—45° și cu cîte 180° cînd au înclinare de 45—70°.

Pentru conducte orizontale și cu înclinare mică, ce au diametrul de 150—400 mm și cînd concentrația volumică a pulpei $S = 0{,}12...0{,}3$, uzura specifică a conductelor $\Delta y$, în mm, pentru transportul 1 m³ de rocă se calculează cu expresia:

$$\Delta y = K_1 K_2 v(\rho_m - 1)\sqrt[3]{d^2_{med}}10^{-5} \quad [\text{mm}]$$

în care: $v$ este viteza de transport, m/s; $\rho_m$ — densitatea materialului solid, t/m³; $d_{med}$ — diametrul mediu al granulelor de material, în cm; $K_1$ — coeficient de abrazivitate al rocii, care are valori de 0,1 — 0,4 pentru cărbune și 0,4 — 1,0 pentru nisip, roci sterile și minereu; $K_2$ — coeficient de rezistență la uzură al oțelului conductei, care are



valorile: 1 pentru oțel OLC 35; 1,4 pentru oțel OLC 45; 1,7 pentru oțel OLC 45 cu călire superficială în benzi de duritate diferită (tip zebră); 2,3 pentru oțel OLC 45 cu călire totală; 5 pentru oțel bimetalic din OLT 35 placat în interior cu oțel anticoroziv manganos (de obicei 12 Cr 130.).

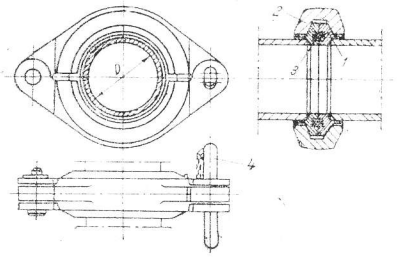


Fig. XXIV.212. Dispozitive de îmbinare rapidă pentru $D = 100$ mm (cînd are masa 6 kg) pînă la $D = 400$ (cînd masa este 70 kg):
*1* — flanșă; *2* — semibrățări; *3* — garnitură de cauciuc; *4* — lacăt de stîngere cu pană.

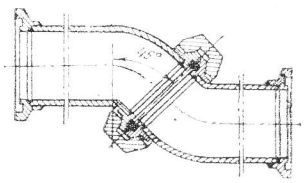


Fig. XXIV.213. Cot universal.

Capacitatea de transport pînă la uzura totală a conductelor se calculează cu expresia:

$$C_t = \frac{\delta\xi}{\Delta y}\frac{360}{\varphi} \quad [\text{m}^3]$$

în care: $\delta$ este uzura maximă admisă a peretelui inferior al conductei, ținînd seama de faptul că trebuie să reziste la presiune interioară, mm; $\varphi$ — unghiul de rotire al conductei în timpul exploatării, grd; $\zeta$ — coeficient ce ține seama de uzura neuniformă a pereților conductei, care are valorile: $\zeta = 0{,}5$ pentru $\varphi = 120°$ și cînd granulația materialelor este $> 3$ mm; $\zeta = 0{,}6$ pentru $\varphi = 180°$ și cînd granulația materialelor este $< 3$ mm.

Intensitatea uzurii variază și cu înclinarea conductei (fig. XXIV. 214). Odată cu creșterea vitezei crește și uzura, în schimb la o viteză mică de transport cu pat mobil are loc o creștere a fenomenului de abraziune.

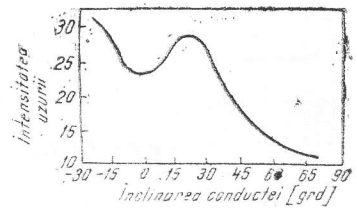



Fig. XXIV.214. Variația intensității uzurii conductei în funcție de înclinarea ei.

Grosimea minimă a peretelui conductei $S_0$ (cu luarea în considerare a uzurii maxime) din condiția de rezistență la presiunea interioară $p$[bar] se calculează cu formula dimensionării vaselor cu pereți subțiri:

$$S_0 = \frac{pDn}{2K\,\sigma_a} \text{ [mm]}$$

unde: $\sigma_a$ este efortul unitar admisibil, daN/cm²; $K = 0{,}7 \ldots 0{,}8$ este coeficient ce ține seama de slăbirea secțiunii prin sudură; $n = 1{,}15 \ldots 1{,}50$ este coeficient de suprapresiune (închiderea bruscă a robinetelor, lovituri de berbec etc.); $D$ — diametrul conductei, mm.

Pentru oțeluri obișnuite $\sigma_a = 950 \ldots 1000$ daN/cm². Cînd nu se cunoaște $\sigma_a$ se poate calcula cu formulele: $\sigma_a = (0{,}8 \ldots 0{,}9)\ \sigma_c$ pentru materiale tenace (unde $\sigma_c$ este limita de curgere a materialului) și $\sigma_a = 0{,}4\ \sigma_r$ pentru materiale casante (unde $\sigma_r$ este limita la rupere a materialului).

Încercarea la presiune a conductelor se face la o presiune cu 25% mai mare decît cea de lucru, timp de cel puțin 10 s.

Distanța între reazemele conductei nu trebuie să depășească 0,8 din distanța maximă dată de condiția de încovoiere, care se calculează cu expresia:

$$l = \sqrt{\frac{12\ \sigma_a\ W}{100\ G}} \text{ [m]}$$

în care: $G$ este greutatea pe metru liniar a conductei pline, daN/m; $\sigma_a = 250$ daN/cm² este efortul unitar admisibil de încovoiere; $W = 0{,}1\ (D_{ext}^4 - D_{int}^4)D_{ext}^{-1}$ este modulul de rezistență al secțiunii conductei, cm³(unde $D_{ext}$ și $D_{int}$ sînt diametrul exterior și interior al conductei, cm).

*Armături.* Din grupa armăturilor fac parte robinetele de închidere sau de reglare a debitului, clapetele de reținere, supapele de aerisire și evacuatorii aer.

Robinetele pot fi tip vană cu sertar conic, cu membrană și cu cep. Interes mai mare prezintă robinetele cu membrană (XXIV. 215) la care nu pătrunde material fin la piesele în frecare.

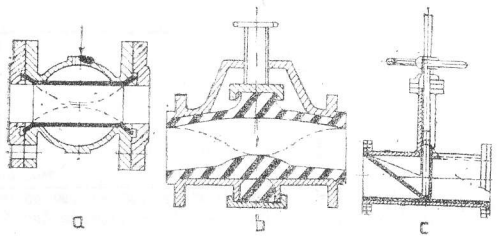



Fig. XXIV.215. Robinete cu membrană:
*a* — robinet cu membrană acționat hidraulic sau pneumatic (*1* — țtuț de alimentare cu aer comprimat sau apă sub presiune); *b* și *c* — robinete cu membrană acționate manual.



Clapetele de reținere (fig. XXIV. 216) se montează pe conducta de refulare și protejează pompele împotriva șocurilor hidraulice (curgeri inverse la închiderea bruscă a robinetelor).

Supapele de aerisire se folosesc pentru ruperea coloanei de lichid la apariția curgerilor inverse.

Evacuatorii de aer (fig. XXIV. 217) se montează în punctele de înălțime maximă a conductei.

*Pompe de pulpă (de nămol).* Aceste pompe au de obicei un singur rotor (fig. XXIV. 218) cînd presiunea lor de refulare nu depășește 1750 kN/m². Întrucît canalele dintre palete trebuie să fie de 2—3 ori mai mari decît mărimea maximă a bucăților de material, care ajunge uneori la 150 mm, numărul paletelor este 2—5 (crește cu mărimea pompei), iar lățimea rotorului este mare. Turația rotorului este de 740—920 rot/min

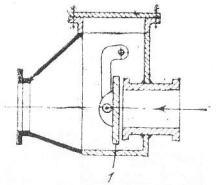



Fig. XXIV.216. Clapetă de reținere (*1*).

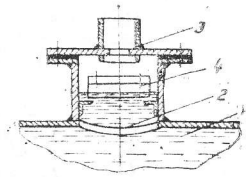



Fig. XXIV.217. Evacuator de aer tip ventuză:
*1* — conductă; *2* și *3* — găuri; *4* — plutitor.

(cînd se transportă cărbune sau steril cu granulometrie redusă pot avea 1450 rot/min), iar diametrul rotorului este relativ mic. Debitul acestor pompe este de 60—1400 m³/h, iar randamentul lor este cu 10—20% mai mic decît al pompelor de apă. În interstițiul dintre rotor și carcasă, care este relativ mare, se introduce apă sub presiune, ceea ce elimină pătrunderea particulelor solide la garnituri (injectarea apei se face în apropierea garniturilor). Apa ce se introduce în interstițiu reprezintă circa 10% din debitul pulpei și trebuie să aibă o presiune cu 100—150 kN/m² mai mare decît cea pe care o realizează pompa. O altă soluție o reprezintă prevederea pe suprafața exterioară (dinspre carcasă) a discului din spate a unor palete radiale sau curbate, care aruncă spre exterior particulele solide dintre rotor și carcasă, nelăsîndu-le să ajungă la garnituri. Creșterea înălțimii discurilor față de palete conduce la creșterea randamentului pompei cu 3—10%.

Piesele ce vin în contact cu materialul se execută din materiale cu rezistență mare la uzură. Duritatea pieselor de uzură (rotor, carcasă, blindaj etc.) trebuie să fie între 550 și 600 HB, iar grosimea discurilor,a carcasei și a paletelor rotorului se ia cu adaos ce ține seama de uzură. La ieșirea din rotor, unde paletele au o înclinare de circa 26°, se înregistrează o uzură mai intensă în cazul granulelor mici (care ies sub un unghi de circa 10° cînd $d = 1—2$ mm) decît în cazul granulelor mari (care datorită forței mari centrifuge ies sub unghi $> 30°$ cînd $d > 8—10$ mm). În schimb, odată cu creșterea granulometriei crește uzura paletelor la intrare în rotor, datorită ciocnirii și săririi granulelor.

Limita de uzură a unei pompe se consideră cînd randamentul acesteia a scăzut cu 20—25%.

Cînd înălțimea de refulare necesară depășește pe cea realizată de o pompă cu rotor, se pot monta în serie în aceeași cameră două pompe de acest fel. Legătura între cele două pompe se face cu o conductă orizontală dreaptă (pentru aceasta trebuie ca prima pompă să aibă refularea orizontală).

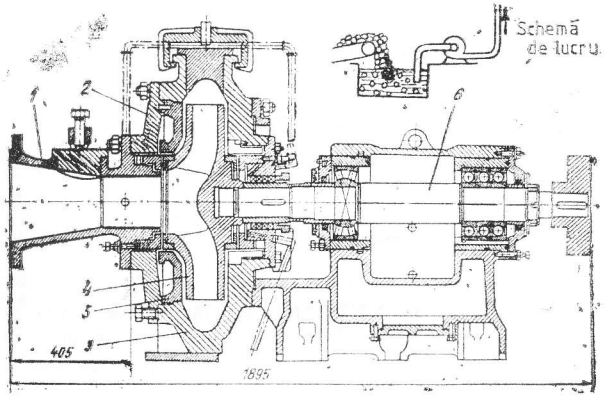



Fig. XXIV.218. Pompă de pulpă:
*1* — conductă de absorbție; *2* — capacul din față; *3* — carcasă; *4* — motor; *5* — disc de uzură; *6* — arbore

*Hidroelevatoare.* Hidroelevatoarele sînt pompe cu jet, la care jetul de apă ce iese din duza *1* (fig. XXIV. 219) intră în confuzorul *2*, formînd o depresiune în cameră de admisie *3*. Pulpa cu consistență mare este absorbită prin conducta *4* și pătrunde în camera de amestec *5*, de unde este antrenată de jetul de apă și împinsă în difuzorul *6* și, respectiv, în conducta de refulare *7*.

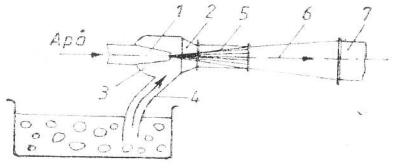



Fig. XXIV.219. Hidroelevator.

Hidroelevatoarele au construcție simplă (fără piese în mișcare) și gabarit redus, în schimb au randament scăzut, care nu depășește 0,2—0,3. Ele se folosesc numai ca stații ajutătoare, în debite mici, pentru distanță de transport pe orizontală sub 1000 m



și pentru înălțime de ridicare mică și mai ales în locuri cu spațiu restrîns (evacuarea materialului de la combine de înaintare, curățirea jompurilor puțurilor, umplerea pompelor de pulpă etc.).

Unghiul total al conicității duzei este de 0—30°, iar lungimea părții cilindrice a duzei $l_0 = (0{,}25 \ldots 3{,}0)\, d_0$ (unde $d_0$ este diametrul părții cilindrice a duzei).

Debitul de apă ce trece prin duză se calculează cu expresia:

$$V_f = \mu \frac{\pi d_0^2}{4} \sqrt{\frac{2gp_0}{\gamma_f}} \quad [\mathrm{m^3/s}]$$

în care: $\mu$ este coeficient de debit și are valorile 0,95—0,88 cînd $l_0 = 3d_0$; $p_0$ — presiunea apei la intrare în duză, $\mathrm{N/m^2}$; $\gamma_f = 10^4$ — greutatea specifică a apei, $\mathrm{N/m^3}$.

Distanța de la duză la intrarea în camera de amestec $l_1 = 2d_0$.

Camera de amestec este de obicei cilindrică și are diametrul $d_2 = (1{,}5 \ldots 2{,}5)d_0$, iar lungimea $l_2 = 4{,}65\, d_0^{0{,}2} d_2^{0{,}8}$.

Unghiul la centru al difuzorului este de 8—9°.

Eficiența de lucru a hidroelevatorului crește odată cu micșorarea unghiului $\beta$ format între axa duzei și axa conductei de absorbție.

*Alimentatoare sub presiune.* Aceste aparate asigură introducerea materialului în conducta de apă sub presiune (după pompa de apă) și ele pot fi cu funcționare ciclică sau cu funcționare continuă. Utilizare mai mare în industria minieră au căpătat cele cu funcționare ciclică, cu camere verticale sau orizontale (tubulare), întrucît pot lucra în cazul rocilor tari, abrazive și cu granulație mare.

În fig. XXIV. 220 este prezentat un alimentator cu două camere verticale *1*, care se încarcă cu amestec din silozurile *2*, care la rîndul lor se încarcă cu material uscat,

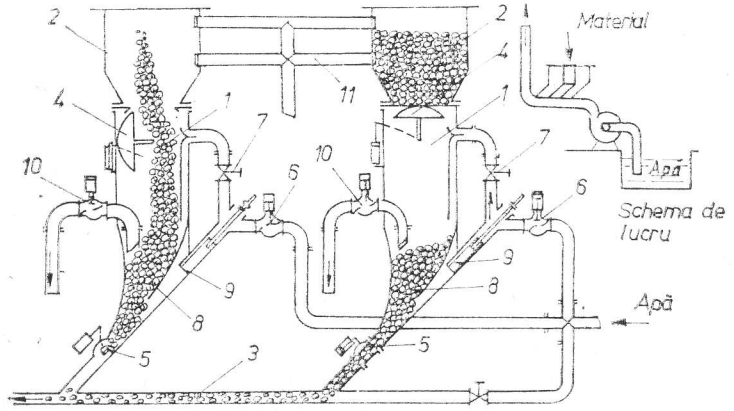



Fig. XXIV.220. Alimentator cu camere tip AZV-25 de fabricație sovietică.

Din camerele *1*, materialul pătrunde în conducta de refulare sub presiune *3*. Cele două camere au cîte un închizător sferic de încărcare *4* și cîte unul de descărcare *5*, care se închid și se deschid alternativ. Înaintea deschiderii închizătorului *5*, apa sub presiune pătrunde prin vanele de presiune *6* și robinetele manuale *7*, în camerele *1*. La fundul fiecărei camere se află cîte o placă deflectoare *8*, sub care este montat cîte un injector cu duză *9* ce ajută evacuarea materialului din cameră. Vanele *10* servesc pentru evacuarea unei părți din apa din camere corespunzător volumului de material ce urmează a se încărca. Prin conductele *11*, prevăzute cu filtru, se evacuează supraplinul. Dezavantajul alimentatoarelor de acest fel este că se evacuează prin supraplin un volum de apă (care inițial a fost sub presiune) egal cu volumul de material ce se încarcă în camere, iar apa ce se evacuează prin supraplin conține particule fine în suspensie. Din acest motiv ele se recomandă îndeosebi pentru debite relativ mici, cînd materialul este abraziv, are granulație mare și se încarcă uscat (de exemplu, materialul de rambleu). Alimentatorul prezentat face parte din categoria alimentatoarelor cu camere mici, de circa 1 m³ capacitate. Întrucît la fiecare închidere și deschidere a vanelor apar șocuri dinamice în curentul lichid, se consideră că sînt mai avantajoase alimentatoarele cu camere mari, pînă la cîteva zeci de metri cubi.

În fig. XXIV. 221 este prezentată schema unui alimentator tubular, care lucrează după principiul ecluzelor. Cele două tuburi *1* reprezintă camerele în care se introduce alternativ pulpă concentrată. În camerele *1*, care au capacitate de circa 15 m³ fiecare,

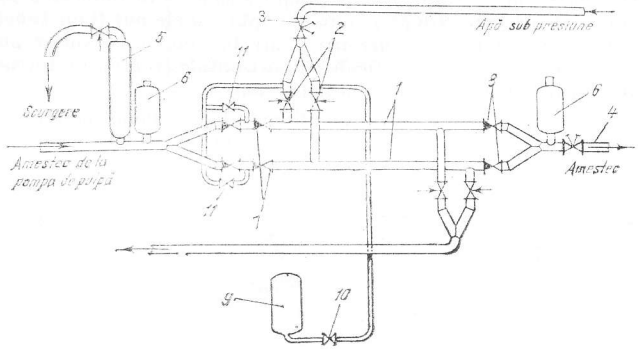



Fig. XXIV.221. Schema alimentatorului tip ATZ-2 de fabricație sovietică.

pătrunde apa sub presiune prin vanele *2* și *3*, spălînd pulpa și introducînd-o în conducta de refulare *4*. Neuniformitatea alimentării de către pompa de pulpă a întregului alimentator este preluată de către rezervorul acumulator *5* și compensatoarele *6*. Încărcarea și descărcarea alternativă a camerelor *1* se face prin vanele de alimentare *7* și de evacuare *8*. Acționarea și comanda vanelor *2* și *7* se realizează printr-un sistem hidraulic, care constă dintr-un grup de alimentare electrohidraulic, hidroacumulatorul *9* și robinetele *10* și *11*. Față de alimentatoarele cu camere verticale obișnuite, cele cu camere tubulare se pot monta mai ușor în lucrările subterane, au construcție mai simplă, gabarit mai redus și costuri mai mici, în schimb reclamă pompă de pulpă.



Alimentatoarele cu camere au debit de material pînă la 100 m³/h, cînd au camere verticale și pînă la 200 m³/h, cînd sînt tubulare. Presiunile la care lucrează sînt de 15—65 bar (mai frecvent 13—50 bar).

*Aerlift.* La aceste instalații (fig. XXIV. 222) se introduce aer comprimat la baza conductei de transport, iar greutatea coloanei aerate *H* este mai mică decît greutatea coloanei de amestec *h*. Aerlifturile se întîlnesc numai ca instalații secundare provizorii — pentru curățirea bazinelor, pentru evacuarea apei din frontul de lucru etc.

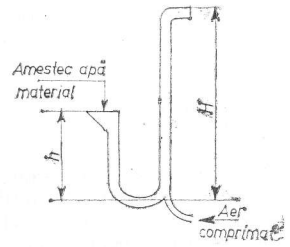



Fig. XXIV.222. Schema unui aerlift.

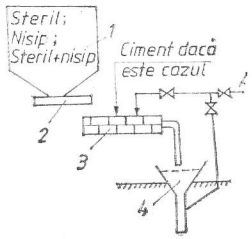



Fig. XXIV.223. Schema unei instalații de amestec:

*1* — silozul cu materialul de rambleu pregătit; *2* — alimentator cu debit variabil; *3* — amestecător cu melc; *4* — pîlnia de primire.

*Instalații de amestec al rambleului la suprafață.* Ca material de rambleu se folosește sterilul de la uzinele de preparare sau din subteran care se sfărîmă aducîndu-se la granulometria necesară. De asemenea, se pot folosi roci din cariere pentru material de rambleu, care este de obicei nisip. Se folosesc și amestecuri de steril cu nisip de carieră, iar pentru cazurile în care este necesară consolidarea rambleului se adaugă și ciment. După cum se vede din fig. XXIV. 223, din silozul *1*, în care se află materialul de rambleu pregătit se alimentează, cu ajutorul alimentatorului *2* (cu debit variabil), amestecătorul cu melc *3*, în care dacă este cazul se introduce și ciment. Pulpa curge în pîlnia *4* a conductei verticale *5*, care este prevăzută cu grătar.

*Calculul și exploatarea transportului hidraulic pe conducte.* Pentru un debit de material $Q_m$(t/h), este necesar un debit de pulpă $V_p$ (m³/h), ce se calculează cu expresia :

$$V_p = V_a + V_m = V_a + \frac{Q_m}{\rho_m} \text{ [m}^3\text{/h,]}$$

în care : $V_a$ este debitul de apă, m³/h ; $V_m$ — debitul de material în masiv, m³/h ; $\rho_m$ — masa specifică a materialului în masiv, t/m³.

Debitul de material afînat (în vrac) este : $V'_m = V_m k$ [m³/h], unde $k$ este coeficientul de afînare.

Concentrația $S$, diluția $X$ și densitatea (masa volumică) pulpei $\rho_p$ se calculează cu expresiile :

$$S = \frac{V_m}{V_p}\ [m^3/m^3];\ X = \frac{V_a}{V_m}\ [m^3/m^3];\ \rho_p = S(\rho_m - \rho_a) + \rho_a\ [t/m^3],$$

$\rho_a$ fiind densitatea apei, $t/m^3$.

Întrucît, în funcție de granulometrie, materialele se comportă mult diferit în timpul transportului, concentrația volumetrică $S$ a pulpei se împarte în trei clase granulometrice după cum urmează :

$$S = S_1 + S_2 + S_3\ [m^3/m^3],$$

unde : $S_1$ este concentrația clasei granulometrice $s_1$, care este $<0{,}1$ mm pentru roci grele și $< 0{,}25$ mm pentru cărbune și care stă ușor în stare suspendată și uniform repartizată într-o conductă orizontală, $m^3/m^3$ ; $S_2$ — concentrația clasei granulometrice $s_2$, care este de 0,1—1,5 mm pentru roci grele și 0,25—3 mm pentru cărbune și care prezintă întreruperi în starea suspendată uniformă pe secțiunea conductei orizontale, $m^3/m^3$ ; $S_3$ — concentrația clasei granulometrice $s_3$, care este $> 1{,}5$ mm pentru roci grele și $> 3$ mm pentru cărbune și care se află către peretele inferior al conductei și se deplasează prin sărire și rostogolire, $m^3/m^3$.

Cînd se transportă materiale neclasate ce conțin bucăți mari ($S = 0{,}2 \ldots 0{,}30$), iar cînd se transportă materiale din clasele granulometrice $s_1$ și $s_2$, ce conțin în principal fracțiuni fine, se poate ajunge la $S = 0{,}4$. La valori mai mari ale lui $S$ apare pericolul formării de dopuri și înfundării conductei.

Debitul necesar de apă : $V_a = \dfrac{V_m}{S} - V_m [m^3/h]$

Diametrul $D$ al conductei trebuie să fie de cel puțin două-trei ori mai mare decît diametrul maxim al bucăților de material și se calculează cu expresia :

$$D = \sqrt{\frac{4\ V_p}{3600\ \pi v}}\ [m],$$

în care $v$ este viteza de curgere a pulpei, m/s.

Concentrația, viteza de curgere și rezistențele la mișcare (pierderile de presiune) a pulpei reprezintă parametrii principali, care sînt și cei mai greu de stabilit în proiectarea unei instalații de transport pe conducte.

După cum se vede în fig. XXIV. 224, curbele de variație a pierderilor de presiune pe o conductă orizontală au un minimum, căruia îi corespunde o viteză denumită *viteză critică*. În zona vitezei critice (secțiunea I) concentrația pulpei variază pe verticală în secțiunea conductei, ajungînd ca bucățile ce sînt mai greu de ținut în stare de suspensie să se deplaseze chiar prin alunecare parțială pe peretele inferior al conductei. La viteze mai mici decît cea critică (secțiunea II) începe să se depună material pe peretele inferior al conductei (pe care se deplasează prin alunecare), iar curgerea devine instabilă și cu posibilități de formare ușoară a dopurilor. Prin creșterea vitezei peste cea critică (secțiunea III), concentrația pulpei ajunge să fie chiar uniformă pe secțiunea conductei și se reduc posibilitățile de formare a dopurilor, în schimb cresc pierderile de presiune odată cu viteza.



În scopul evitării formării dopurilor, se recomandă ca viteza medie de transport (de curgere) $v$ să fie mai mare decît cea critică $v_c$ cu 10—20% (crește cu granulația).

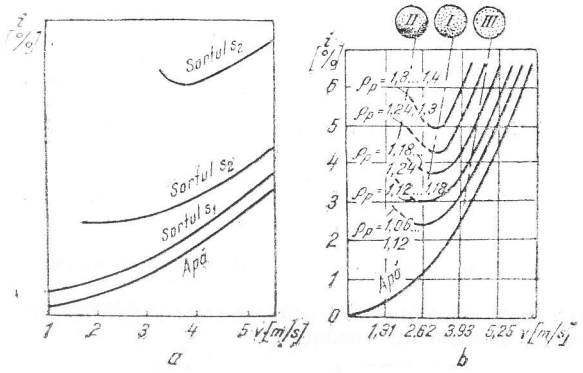



Fig. XXIV.224. Variația pierderilor de presiune (rezistențelor la mișcare) $i$ în funcție de viteza de curgere, $v$, pe conducte orizontale :

$a$ — pentru diferite sorturi granulometrice ; $b$ — pentru conducte cu $D = 312$mm și nisip care are pînă la 60% sort granulometric 0,1—0,6 mm și pînă la 25% sort 7—60mm.

Pe baza cercetărilor experimentale s-au stabilit formule empirice pentru calculul vitezei critice $v_c$ și a pantei hidraulice $i$.

Pentru transportul cărbunelui și sterilului nesortat (îndeosebi cărbune cu steril rezultat prin hidromecanizare) pe conducte orizontale :

$$v_c = c_2 \sqrt{D} \sqrt[3]{\frac{a_0 S_2 v_p}{\sqrt{d_{med}}}} + c_3 \sqrt{f a_0 S_3 g D}\ [m/s],$$

$$i = i_0(1 + C_1 a S_1) + C_2 a_0 \left(\frac{S_2 v_p}{v}\right) \sqrt{\frac{D}{d_{med}}} + f a_0 S_3,$$

unde : $D$ este diametrul conductei, m ; $S_1$, $S_2$ și $S_3$ — concentrația în volume a claselor granulometrice $s_1$, $s_2$ și $s_3$ (care $S_1 + S_2 + S_3 = S$). În expresia lui $v_c$, clasa $s_2$ include și clasa $s_1$ (respectiv $S_2 + S_3 = S$) ; $c_2 \simeq 6{,}5$ — coeficient care, în cazul cînd $S_3 = 0$, $c_2 = 7 \ldots 7{,}5$ (crește cu creșterea diametrului conductei) ; $c_3 \approx 6$ — coeficient care, în cazul cînd $S_2 = 0$ sau $S_1 + S_2 = 0$, $c_3 = 7 \ldots 9$ (crește cu creșterea diametrului conductei) ; $C_1$ — coeficient ce are următoarele valori : $C_1 = 0{,}85 \ldots 1{,}15$ cînd $S_1$ reprezintă cîteva procente ; $C_1 = 1{,}5$ cînd $S_1 = 0{,}25 \ldots 0{,}3$ ; $C_1 = 3{,}5$ cînd $S_1 = 0{,}45 \ldots 0{,}5$ ; $C_2$ — coeficient ce are valorile : $C_2 \approx 0{,}45$ — cînd $D = 150 \ldots 900$ mm ; $C_2 \approx 2{,}5$ — cînd $D = 25 \ldots 75$ mm ; $g = 9{,}81$ m/s² — accelerația gravitației ; $f$ — coeficient de transportabilitate (de frecare pe pereții conductei) care crește cu creșterea diametrului mediu al bucăților de material și al diametrului conductei și pentru care se recomandă următoarele valori : $f = 0{,}56 \ldots 0{,}7$ pentru roci tari proaspăt sparte ; $f = 0{,}46 \ldots 0{,}55$ pentru roci cu tărie medie ; $f = 0{,}36 \ldots 0{,}45$ pentru roci cu muchii tocite (pietriș) și roci de

tărie redusă; $f = 0{,}2 \ldots 0{,}35$ pentru șisturi și cărbuni tari; $= 0{,}1 \ldots 0{,}2$ pentru cărbuni moi și antracit; $f = 0{,}15 \ldots 0{,}30$ pentru materiale lemnoase; $a = \dfrac{\rho_m - \rho_a}{\rho_a} = \dfrac{\rho_m}{\rho_a} - 1$ — densitatea relativă a materialului în apă cu luarea în considerare a forței lui Arhimede; $a_0 = \dfrac{\rho_m - (1 + \overline{aS_1})}{1 + \overline{aS}}$ — densitatea relativă a materialului în apă pentru clasele $s_2$ și $s_3$, care ține seama de faptul că se află în stare suspendată stabilă clasa $s_1$; $v_p$ — viteza limită de cădere în fluid (granulometria hidraulică) a clasei granulometrice $s_2$, cm/s; $d_{med}$ — diametrul mediu al clasei granulometrice $s_2$, cm $\left(d_{med} = 0{,}01 \sum_{i=1}^{i=n} d_i q_i\right.$, unde $q_i$ este conținutul procentual în greutate al clasei cu diametrul mediu $\left.d_i\right)$; $i_0 = \dfrac{\lambda_0 v^2}{2gD}$ — este pierderea de presiune pe un metru de conductă în cazul curgerii apei curate, în care $\lambda_0$ este coeficientul de rezistență la mișcare a apei curate, care are următoarele valori în funcție de diametrul conductei:

| $D$[mm] | 200 | 250 | 300 | 350 | 400 | 500 | 600 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $\lambda_0$ | 0,018 | 0,017 | 0,0165 | 0,016 | 0,0155 | 0,015 | 0,0145 |

Viteza limită de cădere $v_p$ a clasei granulometrice $s_2$ se calculează cu expresia:

$$v_p = 68\, a d_{med} + 0{,}5\, a \left(\frac{t^\circ}{26} - 1\right) \text{[cm/s]},$$

unde $t^\circ$ este temperatura fluidului, grd.

Formulele de calcul ale lui $v_c$ și $i$ se simplifică corespunzător cînd lipsește una din clasele granulometrice $s_1$, $s_2$ sau $s_3$.

Dacă se transportă numai clasa granulometrică $s_1$ (cînd $S_1 = S$),

$$v_c = n \sqrt{agD} \qquad \text{[m/s]},$$

unde: $n = 0{,}7 \ldots 1{,}5$ (scade cu creșterea lui $\rho_m$ — mai precis pentru cărbune $n = 1{,}1 \ldots 1{,}2$, iar pentru minereuri are valoarea mai mică).

Cînd se transportă numai clasa $s_1$, curbele de variație a lui $i$ în funcție de $v$ nu mai au un minimum. În acest caz, prin $v_c$ se înțelege viteza din zona de trecere de la curgerea laminară la cea turbulentă.

În cazul în care se transportă materiale ce nu au masă specifică mare, cum este cărbune sau cărbune cu steril, iar granulometria se află sub 3 mm, pentru calculul pierderilor de presiune se poate folosi și următoarea formulă simplificată: $i = i_0\, \rho_p$.



Pentru transportul pe conducte orizontale a materialelor de rambleu și minereurilor nesorate, cu masă specifică $\rho_m$ pînă la 4,5 t/m³ și care conțin clase granulometrice atît sub cît și peste 2—3 mm:

$$v_c = c_2 \sqrt[3]{g D_{st} a_0 S_2 v_p \sqrt{\delta}} + c_3 \sqrt{f a_0 S_3 g D} \qquad \text{[m/s]},$$

$$i = i_0(1 + aS_1) + C_2 \frac{a_0 S_2 v_p}{v D_0} \sqrt{\delta} + f a_0 S_3,$$

unde: $D$ este diametrul conductei, mm; $D_{st} = 0{,}1$ m este diametrul conductei standard (de referință); $D_0 = D/D_{st}$; $c_2$ — coeficient care în cazul rocilor grele, are valoarea $c_2 \approx 3.4$ (mai precis $c_2 = 3{,}4 \ldots 4$ cînd $D \geqslant 200 \ldots 400$ mm și $c_2 = 2{,}5 \ldots 2{,}8$ cînd $D = 50 \ldots 100$ mm). Cînd $S_3 = 0$, $c_2 \approx 4{,}5$ (mai precis $c_2 \approx 4{,}5 \ldots 5{,}5$ cînd $D \geqslant 200 \ldots 400$ mm și $c_2 = 3{,}4 \ldots 3{,}8$ cînd $D = 50 \ldots 100$ mm); $c_3 = 5 \ldots 6{,}5$ (crește o dată cu creșterea lui $D$), iar cînd $S_2 = 0$, $c_3 = 7 \ldots 9$; $\delta = D/d_{med}$ (unde $d_{med}$ este diametrul mediu al clasei granulometrice $S_2$).

Pentru transportul pe conducte orizontale a rocilor sterile sau minereurilor cu masă specifică $\rho_m = 2{,}6 \ldots 4{,}3$ t/m³, fin sfărîmate, din clasa granulometrică $s_1$ (cînd $S_1 = S$):

$$v_c = c_1 \sqrt{v_p D \sqrt{\frac{aSg}{(1 + aS)\, d_{med}}}} \qquad \text{[m/s]},$$

$$i = (1 + aS) + C_1 aS\delta \frac{v_p^2}{v^2},$$

unde: $c_1 = 3{,}0 \ldots 3{,}2$ și $C_1 = 0{,}3 \ldots 0{,}32$ sînt coeficienți, iar $v_p$ se calculează cu aceeași formulă recomandată pentru clasa granulometrică $s_2$.

La transportul pe verticală ascendent, curbele de variație ale lui $i$ în funcție de $v$ au un minimum analog transportului pe orizontală, căruia îi corespunde $v_c$. În acest caz, cînd $v = v_c$ bucățile de material de lîngă peretele conductei încep să fie frînate, iar cînd $v < v_c$ aceste bucăți încep să coboare formînd strate suspendate. Pentru transportul ascendent, $v_c$ și $i$ se calculează cu expresiile:

$$v_c = v_p + 3 \sqrt{aSgD} \qquad \text{[m/s]},$$

$$i = i_0 \left(1 + \frac{10\, S}{F_r}\right),$$

în care: $F_r = \dfrac{(v - v_p)^2}{agD}$ este *numărul lui Froude*; $v_p$ — viteza limită de cădere, care în acest caz se calculează cu următoarea expresie generală:

$$v_p = \sqrt{\frac{2g(\rho_m - \rho_0)\, d_{med}}{3\psi \rho_0}} = \sqrt{\frac{2g\,(\rho_m - 1)\, d_{med}}{3\psi}} \qquad \text{[m/s]},$$

în care : $d_{med}$ este în mm, iar $\psi$ este coeficientul de rezistență la căderea liberă în apă a bucăților de material, ce depinde de forma și asperitățile suprafeței acestora și pentru care se recomandă a se folosi valorile din tabelul XXIV. 51.

*Tabelul XXIV.51*

**Valorile coeficientului $\Psi$ pentru bucăți de roci cu $d > 1{,}5$ mm**

| Felul rocii | Forma bucăților de rocă *) | Felul suprafeței | Valorile limită ale lui $\psi$ |
|---|---|---|---|
| Cărbune, steril și minereuri | Formă cubică și ușor alungită | Spartă proaspăt | 0,5 —0,7 |
| | Formă plată și alungită | Spartă proaspăt | 0,85—1,0 |
| Pietriș, steril și minereuri cu muchii tocite (prin rostogolire) | Formă rotundă și ușor alungită | Netedă | 0,22—0,3 |
| | | Cu muchiile tocite în curentul de fluid | 0,4 —0,6 |
| | Formă plată și alungită | Cu muchiile tocite în curentul de fluid | 0,8 —0,95 |

*) La forma cubică și rotundă, dimensiunile nu au abateri mai mari de 10—25% față de diametrul $d$ al sferei.

La forma ușor alungită, una din dimensiuni are abateri cu 50% față de diametrul $d$, iar celelalte două dimensiuni cu maximum 20—25%.

La forma alungită, una din dimensiuni are abateri cu 100% față de $d$, iar celelalte două dimensiuni, cu maximum 30%.

La forma plată, două din dimensiuni au abateri față de cea de a treia dimensiune de 100%.

Cînd viteza transportului ascendent este aleasă optim sub aspect economic (aceasta fiind viteza critică luată cu o oarecare majorare) $F_r \approx 1{,}5 \ldots 4$. Dacă nu se realizează această condiție, trebuie reanalizați parametrii $d_{med}$, $S$ sau $D$.

Transportul pe verticală descendent se întîlnește pe porțiuni în cadrul unor trasee ce au și tronsoane orizontale. În acest caz, rezistențele la mișcare pe porțiunile verticale cu transport descendent pot fi considerate ca în cazul apei curate, respectiv $i = i_0$, deși curbele $i(v)$ se află sub curba $i_0(v)$ dar foarte aproape de aceasta și congruente cu cele ale transportului ascendent, întrucît bucățile de material în cădere dau un plus de energie. De acest lucru este suficient că se țină seama cînd se calculează presiunea realizată de coloana de pulpă cu $H \cdot \gamma_p$. De obicei, diametrul conductelor verticale se alege egal cu al conductelor orizontale. Cînd însă viteza necesară pe orizontală este mare, se pot alege conducte cu diametru mai mare pe porțiunile verticale, în scopul reducerii rezistențelor la mișcare. Acest raționament poate fi aplicat și pentru tronsoanele de transport ascendent, cînd viteza critică rezultată din calcul, pe orizontală, este mult mai mare decît cea pe verticală. Pentru înclinări pînă la 30—40° se calculează ca pentru conducte orizontale și peste 70°, ca pentru conducte verticale, iar pentru înclinări între 40 și 70° se face o interpolare a rezultatelor calculelor pe orizontală și pe verticală.



Presiunea de refulare a pompei pentru realizarea transportului se calculează cu expresia :

$$H = g(H_g \varrho_p + \varrho_a i L_e k) \qquad [\mathrm{kN/m^2}],$$

în care : $H_g$ este înălțimea geodezică între punctul inițial și punctul final al conductei, m ; $L_c$ — lungimea conductei, m ; $k = 1{,}05 \ldots 1{,}15$ — coeficient ce ține seama de rezistențele suplimentare locale (coturi, vane etc.).

Pentru a nu se înregistra rezistențe suplimentare mari și uzură mare a conductelor la coturi, se recomandă ca raza $R$ a coturilor să fie $R > (6 \ldots 8)D$.

Puterea necesară a pompei se calculează cu expresia :

$$P = K \frac{V_p \, H}{3600 \, \eta} \quad [\mathrm{kW}],$$

în care : $K = 1{,}1 \ldots 1{,}2$ este coeficient de rezervă a puterii ; $\eta$ — randamentul pompei în regim de lucru, care se ia de pe diagrama pompei.

Cînd transportul se realizează sub presiune naturală (datorită coloanei de fluid), cum este cazul transportului hidraulic al rambleului de la suprafață în subteran, lungimea coloanei $L_c \leqslant (5 \ldots 6)H_g$.

Problemele principale cu care se confruntă exploatarea instalațiilor de transport hidraulic sînt formarea dopurilor și uzura echipamentelor.

Cheltuielile generale minime și consumul minim de energie se realizează printr-o concentrație cît mai mare a amestecului și o viteză cît mai mică de transport. Concentrația pulpei să se asigure și să se controleze prin sisteme automate.

Pentru evitarea formării dopurilor, se așază traductoare pe peretele inferior al conductei, care dau impulsul în circuitul automat pentru creșterea vitezei de transport prin creșterea turației rotorului pompei, atunci cînd începe să aibe loc depunerea de material la partea inferioară a conductei.

Conductele nu trebuie să aibă coturi cu rază de curbură mai mică de $(2 \ldots 4)D$, iar unghiurile de schimbare a direcției nu trebuie să aibă valori mari. Distanța între două coturi consecutive nu trebuie să fie mai mică decît 25 $D$. La suprafață, conductele cu lungime mai mare de 500—600 m se așază în canale, pentru a nu îngheța, iar la lungimi mai mici se pot monta pe suporți, căci nu îngheață dacă funcționează cotinuu.

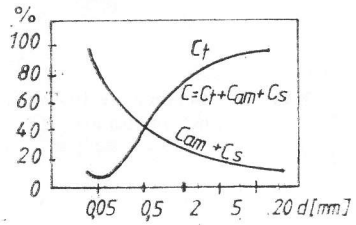



Fig. XXIV.225. Variația cheltuielilor anuale în funcție de diametrul $d$ al bucăților de material : $C$ — cheltuieli totale ; $C_t$ — cheltuieli pentru transport ; $C_{am}$ — cheltuieli date de stația de amestec ; $C_S$ — cheltuieli date de stația de separare.

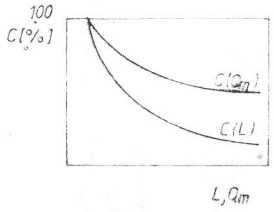



Fig. XXIV.226. Variația cheltuielilor pe tona de material $C$, în funcție de lungimea de transport $L$ și de debitul de material $Q_m$.

Cheltuielile de investiții și de exploatare, în funcție de diametrul granulelor de material, variază după curbele ce au alura din fig. XXIV. 225, iar în funcție de debit și distanța de transport, după curbele din fig. XXIV. 226. În funcție de felul materialului, diametrul particulelor, diametrul și lungimea conductei, consumul specific de energie este de 1—3 kWh/tkm.

Cheltuielile totale de transport au, în general, următoarea structură: 65—75% investiții (amortisment), 20—25% energie electrică și 6—8% retribuții.

Avantajele principale ale transportului hidraulic sînt următoarele: este un transport continuu, care nu necesită organizare; nu are piese mecanice în mișcare pe traseu; nu necesită echipament complicat de automatizare; conductele pot fi montate pe trasee complicate și chiar în găuri de sondă; reduce praful în atmosfera minieră; este sistemul de transport cu cea mai mare productivitate a muncii (nu necesită personal numeros). Dezavantajele principale sînt următoarele: are consum mare de energie (de 3—4 ori mai mare decît celelalte sisteme de transport); produce uzură mare conductelor și pompelor; sfărîmă suplimentar materialul; necesită bazine mari de amestec și în stația de separare; necesită sfărîmarea anterioară a materialului.

Domenii de utilizare: pentru transportul cărbunelui din subteran cînd tăierea în abataje se face mecanizat și mai ales cînd la suprafață are loc prepararea cărbunelui prin spălare; pentru transportul rambleului în subteran; uneori pentru transportul sterilului din subteran direct la haldă, cînd necesită sfărîmare în subteran; pentru transportul sterilului de la uzinele de preparare la iazuri; pentru transportul descoperetei din cariere la hălzi cînd rocile sînt nisipoase și se dislocă cu jet de apă.

## 10.2. TRANSPORTUL PNEUMATIC AL ROCILOR

Analog transportului hidraulic, și în cazul transportului pneumatic bucățile de material sînt transportate suspendate parțial sau complet în curentul de aer. Instalațiile de transport pneumatic pot fi *refulante* sau *aspirante* (fig. XXIV. 227). Rareori se întîlnesc și *instalații mixte* (*aspirant-refulante*).

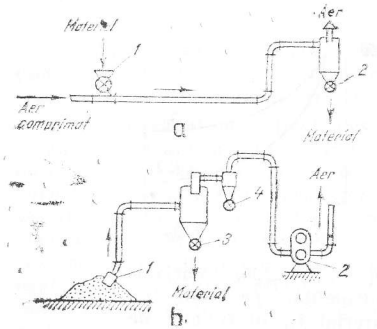



Fig. XXIV.227. Scheme de instalații de transport pneumatic.

La instalațiile refulante (fig. XXIV. 227, *a*), care lucrează cu diferențe de presiune pînă la 6—7 bar, materialul se introduce în conducte de aer comprimat printr-un alimentator *1*. La capătul final al conductei materialul este captat în separatorul *2*, de unde este evacuat sau este aruncat direct în spațiul exploatat (în cazul rambleerii).



Aceste instalații sînt larg folosite în subteran pentru transportul rambleului și prezintă avantajul că pot transporta și materiale grele (steril) și în bucăți mari (pînă la 50 mm), iar distanța de transport poate ajunge pînă la 3 km.

La instalațiile aspirante (fig. XXIV. 227, *b*), materialul este absorbit prin sorbul *1* datorită depresiunii create de mașina de vacuum *2*. Materialul se depune în separatorul *3*, iar cel foarte fin este reținut de către filtrul de praf *4*. Avantajul acestor instalații este că nu necesită alimentator și nu trece praf în atmosferă, în schimb nu pot creea diferență de presiune mai mare de 0,5 bar. Pentru acest motiv ele se recomandă numai pentru transportul la distanțe mici al materialelor fin sfărîmate și ușoare, la suprafața minei (de exemplu, pentru strîngerea rumegușului din depozitele de lemn sau pentru descărcarea cimentului în vrac) și în uzinele de preparare.

Părțile constructive specifice ale instalațiilor de transport pneumatic sînt conductele și alimentatoarele (mașinile pneumatice de rambleiat).

Conductele au diametru pînă la 225 mm și se execută din oțeluri cu rezistență mare la uzura de frecare (îndeosebi cele cu călire tip zebră) sau se căptușesc cu bazalt topit, ca și conductele folosite la transportul hidraulic.

Pentru îmbinarea conductelor se folosesc dispozitive de îmbinare rapidă (fig. XXIV. 228). Flanșele conductelor au de obicei umăr pentru centrare (fig. XXIV. 228, *a*). Cînd nu au umăr pentru centrare, dispozitivul de îmbinare are în interior un element de centrare format din foaie de arc ondulată ca în fig. XXIV. 228, *b*.

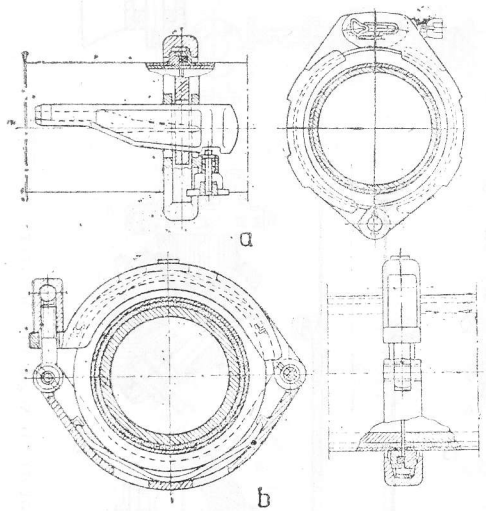



Fig. XXIV.228. Sisteme de îmbinare rapidă:
*a* — cu pană; *b* — cu șurub.

În fronturile de lucru în care se execută rambleierea, se pot folosi îmbinări sferice (fig. XXIV. 229), care permit schimbarea direcției conductei de refulare pînă la 12°. Aceste îmbinări pot fi folosite și în galerii pentru devieri mici, cînd au elemente de uzură. În punctele de deviere se montează coturi cu segmenți de uzură (fig. XXIV. 230, *a*), care se îmbină în timpul exploatării. Construcția din fig. XXIV. 230, *b* se folosește numai în cazul în care durata de exploatare a conductei montate nu este mare.

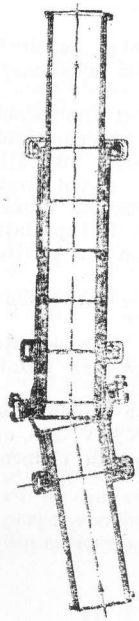


Fig. XXIV.229. Îmbinare sferică.

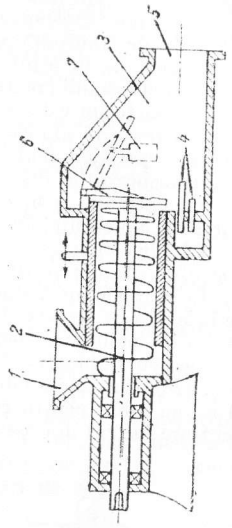


Fig. XXIV.231. Alimentator cu melc.

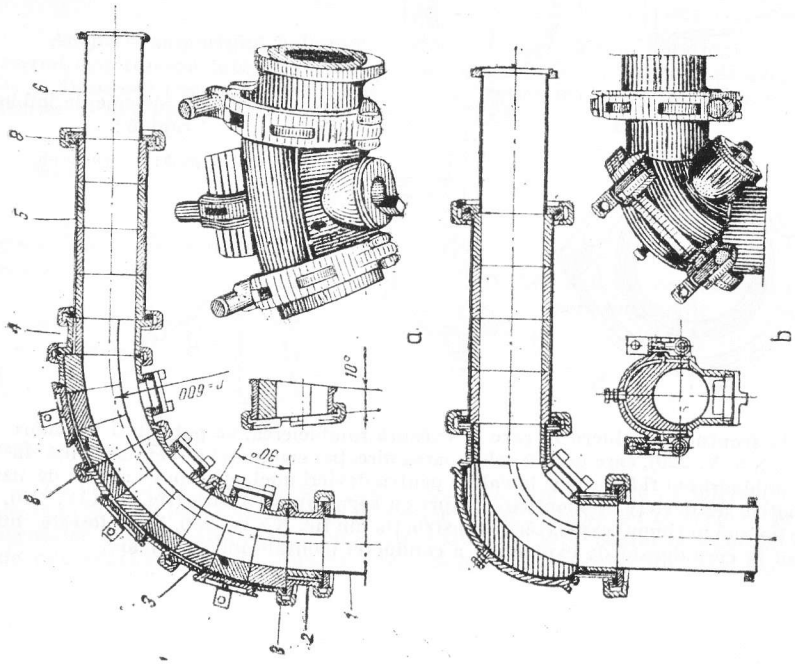


Fig. XXIV.230. Coturi cu segmenți de uzură.



*Alimentatoarele* pot fi : *cu melc*, *cu camere* și *cu tobe cu celule*. La alimentatoarele cu melc (fig. XXIV. 231) materialul din pîlnia *1* este antrenat de melcul *2*, care îl introduce în camera de amestec *3*. Aerul comprimat pătrunde prin duzele *4* (dispuse în două rînduri, 11—15 duze în total) în camera unde se amestecă cu materialul și apoi intră prin gura *5* în conducta de transport.Clapeta *6*, care este prevăzută și cu contragreutatea *7*, are rolul de a nu lăsa aerul să iasă prin melc cînd lipsește material.

Alimentatoarele cu tambur și cele cu camere se numesc *mașini de rambleiat pneumatice*. Mașinile de rambleiat cu tambur pot avea tamburul așezat vertical sau orizontal.

În fig. XXIV. 232 este prezentată mașina de rambleiat cu tambur vertical tip IRP—150, ce se fabrică la I.U.M. Petroșani, la care materialul de rambleiat cade din pîlnia de alimentare *1* în tamburul cu celule *2*. Rotindu-se, tamburul aduce materialul în dreptul conductei de aer comprimat *3*, cînd materialul din celule este împins în conducta de refulare *4*. Pe periferia tamburului este montată coroana dințată *5*, care este antrenată de un motor electric de 30 kW, prin intermediul reductorului cu melc-roată melcată *6*. Etanșarea se face cu garnituri și manșete U în care se introduce aer comprimat pentru a fi menținute deschise. Pentru a reduce uzura garniturilor, acestea sînt lubrifiate. Deasupra batiului *7*, pe axul principal este prevăzut un capac *8*, sub care se introduce aer comprimat prin intermediul unui regulator de presiune, în scopul ridicării tamburului și, respectiv, al reducerii forțelor de frecare dintre partea inferioară a tamburului și carcasa conică inferioară *9*. Direcția conductelor poate fi și la 90° față de axul motor-reductor.

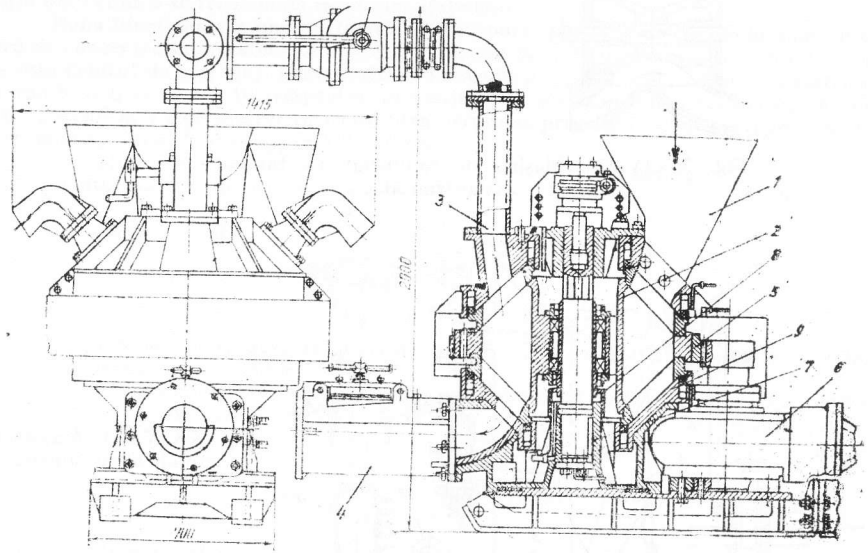


Fig. XXIV.232. Instalația de rambleiat pneumatică IRP-150.

Mașinile de rambleiat cu tambur vertical au debite de 60—250 m³/h, puteri de 15—40 kW și masă corespunzătoare de 2,8—6,4 t. Ele lucrează cu presiuni pînă la 4—5 bar și pot transporta pe orizontală la o distanță pînă la 800—1000 m.

În fig. XXIV. 233 este prezentată o mașină de rambleiat cu tambur orizontal conic. Prin deplasarea axială a tamburului, se micșorează spațiul (interstițiul) dintre tambur și carcasă, care crește datorită uzurii în timpul exploatării. Aceste mașini au debite de rambleu de 6 — 35 m³/h, puteri de 5,5 — 7,5 kW și masă 1,2 — 2,2 t. Avantajul lor este că au gabarit mai redus, construcție mai simplă și masă mai mică decît cele cu tambur vertical.

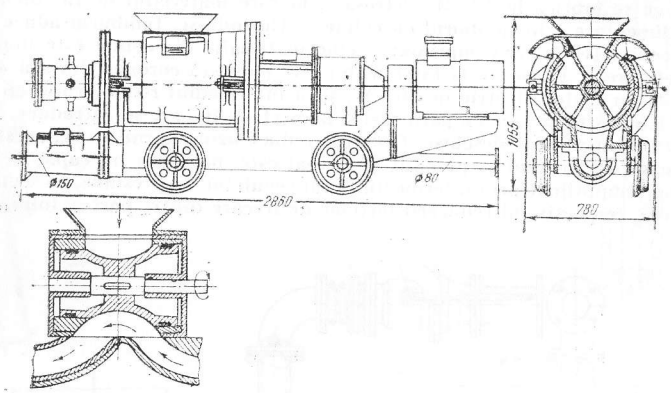



Fig. XXIV.233. Mașină de rambleiat cu tambur cu celule orizontal.

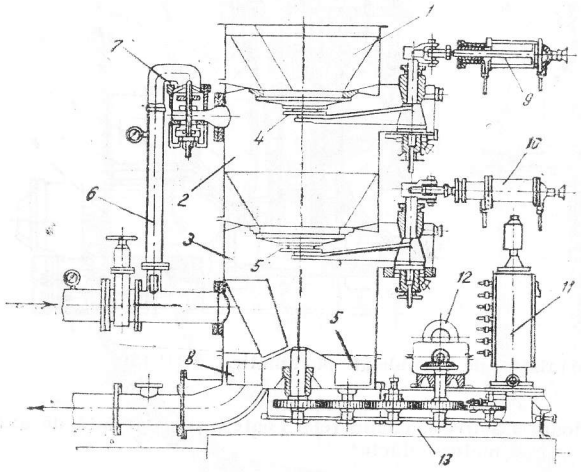



Fig. XXIV.234. Mașină de rambleiat cu camere.



Mașinile de rambleiat cu camere (fig. XXIV. 234) au pîlnie de alimentare *1* și două camere *2* și *3*. Pîlnia *1* și camera *2* au la partea inferioară cîte un registru de închidere *4* și *5*. Materialul cade din pîlnie în camera *2*, timp în care registrul *4* este deschis, iar *5* închis. După ce camera *2* s-a încărcat cu material, se închide registrul *4* și se face legătura camerei cu conducta de aer comprimat *6* prin ventilul *7*. După ce presiunea în camera *2* ajunge egală cu cea din camera *3*, care este în permanență legătură cu conducta de aer comprimat, se deschide registrul *5* și materialul cade în camera *3*. Apoi se închide ventilul *7* și supapa *5*, se face legătura camerei *2* cu atmosfera și se deschide registrul *4*, după care ciclul se repetă. La partea inferioară a camerei *3* se află masa rotativă *8*, care asigură dozarea și amestecul materialului cu aerul. Acționarea registrelor *4* și *5* se face cu ajutorul cilindrilor pneumatici *9* și *10*. Deschiderea și închiderea ventilelor și registrelor se face automat de către distribuitorul *11*, care este comandat după un anumit program de un ax vertical cu came. Axul cu came și masa rotativă sînt acționate de motorul *12*, prin intermediul reductorului *13*. Mașinile cu camere prezintă avantajul că au uzură mică, în schimb prezintă dezavantajul că sînt voluminoase și au construcție mai complicată decît cele rotative cu tambur cu celule.

Mașinile de rambleiat cu tambur orizontal sînt montate pe trenuri de roți de cale ferată și se recomandă să lucreze ca mașini nestaționare. Cele cu tambur vertical sînt montate pe un șasiu cu tălpi de sprijin ce se poate fixa pe o fundație de beton și se recomandă a se folosi ca mașini semistaționare. Mașinile cu camere se montează pe fundație din beton și se recomandă ca mașini staționare.

Buna funcționare a unei instalații de transport pneumatic depinde în mare măsură de concentrația amestecului $\mu = Q_m/Q_a$ (unde $Q_m$ este debitul de material, t/h, iar $Q_a$ este debitul de aer, t/h). Pentru cărbune mărunt $\mu = 20 \ldots 50$, iar pentru material de rambleu $\mu = 6 \ldots 10$ (respectiv un consum de aer la presiunea atmosferică de 100—200 m³ la 1 t de material). Densitatea aerului la presiunea de un bar (aproximativ la presiunea atmosferică), $\rho_0 \simeq 1{,}3$ kg/m³.

Debitul necesar de aer la presiunea atmosferică $V_a = \dfrac{1000\, Q_a}{\rho_0}$ [m³/h]

Diametrul necesar al conductei se calculează cu expresia :

$$D = \sqrt{\frac{4 V_a}{3600\, \pi\, v p_1}} \quad [\text{m}],$$

în care : $p_1$ este presiunea absolută a aerului la intrare în conductă, bar, iar $v$ — viteza aerului la intrarea în conductă, m/s.

Viteza $v$ trebuie să fie de 1,3—2,5 (pentru materiale de rambleu din roci sfărîmate de 1,5—2,0) ori mai mare decît viteza de plutire $v_p$, care se calculează cu expresia :

$$v_p = C \sqrt{\frac{28{,}4\, d \rho_m}{\rho_0}} \quad [\text{m/s}]$$

în care : $d$ este diametrul maxim al bucăților de material, m ; $\rho_m$ — densitatea materialului, kg/m³ ; $\rho_0 = 1{,}3\ p_1$ [kg/m³] — este densitatea aerului la presiunea absolută $p_1$, bar ; $C$ — coeficient ce ține seama de forma și mărimea bucăților de material, pentru care se recomandă următoarele valori :

| Mărimea bucăților de material, $d$ [mm] | 0,5 | 1 | 5 | 10 | 20 | ⩾30 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Valoarea coeficientului $C$ | 1,0 | 1,0 | 0,9 | 0,8 | 0,7 | 0,6 |

Diametrul conductei trebuie să verifice și condiția $D \geq (2 \ldots 3)\, d_{max}$.

Calculul rezistențelor la mișcare și respectiv al pierderilor de presiune se face pe tronsoane, începînd de la capătul final de eșapare al conductei.

Rezistențele sînt de trei feluri : *statice* (datorită frecărilor), *dinamice* și *datorită diferenței de nivel* (înălțimea geodezică).

Căderea de presiune datorită rezistențelor statice se calculează cu expresia :

$$\Delta p_s = i_0(1 + c_2\mu) \qquad [\text{daN/cm}^2],$$

în care : $c_2$ este coeficient care are valori de 0,2—0,05 (în medie $\approx$ 0,1) pentru conducte orizontale și 0,15 pentru conducte verticale ; $i_0$ — rezistența statică dată de aerul curat, care se calculează cu expresia :

$$i_0 = \sqrt{\frac{Q_a^2 R T \lambda_0 L}{F^2 D\, 10^{10}} + p_2^2} - p_2 \quad [\text{bar}],$$

în care : $Q_a$ este debitul de aer, kg/s ; $R = 287$ J/kg ; $K$ — constanta caracteristică a aerului ; $T$ — temperatura absolută a mediului înconjurător, K ; $L$ — lungimea conductei, m ; $F$ — secțiunea transversală a conductei, m$^2$ ; $D$ — diametrul conductei, m ; $p_2$ — presiunea absolută la capătul final de refulare al conductei, care se consideră 1,025 bar ; $\lambda_0 = 0{,}016 \ldots 0{,}02$ — coeficient de rezistență la mișcarea aerului.

Lungimea $L$ a conductei reprezintă lungimea reală a conductei plus lungimile echivalente rezultate în urma transformării rezistențelor locale (coturi, robinete etc.) în lungimi echivalente de conductă dreaptă.

Pentru rezistențele la coturi se iau următoarele valori ale lungimilor echivalente :

| | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| — unghiul de deviere al cotului, grad | 8—12 | 15 | 20 | 30 | 40 | 90 |
| — lungimea echivalentă, m | 3 | 10 | 12 | 15 | 25 | 50 |

Rezistențele dinamice se calculează cu expresia :

$$\Delta p_d = \frac{v^2}{2} \rho_0 (1 + \beta_0 \mu) \frac{1}{10^5} \quad [\text{bar}],$$

în care : $v$ este viteza medie, m/s ; $\beta_0 = 0{,}25 \ldots 0{,}64$ — coeficient ce ține seama de viteza materialului, care este mai mică decît a aerului (pentru rambleu se ia valoarea maximă).

Căderile de presiune datorite diferenței de nivel (înălțimii geodezice) pe porțiunile înclinate sau verticale sînt egale cu de $\mu$ ori rezistențele ce se opun la ridicarea aerului curat :

$$\Delta p_g = \frac{\mu \rho_0 H g}{10^5} \quad [\text{bar}],$$

unde : $\rho_0$ se ia pentru presiunea medie din conductă, kg/m$^3$ ; $H$ — diferența de nivel, m. Pierderea totală de presiune în instalația de transport este :

$$\Delta p = \Delta p_s + \Delta p_d + \Delta p_g + \Delta p_a \qquad [\text{bar}],$$



unde : $\Delta p_a$ este căderea de presiune datorită rezistențelor din alimentatorul cu material, care este de circa 0,2—0,3 bar, ceea ce corespunde cu a unei lungimi echivalente de conductă orizontală de 30—45 m.

Presiunea aerului comprimat, $p_1$, necesară înainte de alimentator este egală cu :

$$p_1 = \Delta p + p_2 \quad [\text{bar}],$$

unde $p_2 = 1{,}025$ bar este presiunea la capătul final de refulare al conductei.

Dacă valoarea obținută pentru $p_1$ diferă de valoarea inițială adoptată pentru stabilirea lui $D$, se reface calculul.

Cînd $p_1$ este dat, cum este cazul alimentării de la rețeaua generală de aer comprimat a minei, se poate calcula lungimea maximă a conductei $L$ din expresia lui $i_0$. Dacă lungimea conductei este mai mare decît cea maximă rezultată din acest calcul, singura soluție este de a se micșora concentrația amestecului.

În cazul traseelor cu coturi (fig. XXIV. 235), trebuie avut în vedere că pe porțiunile drepte de conductă, materialul este accelerat pînă ce ajunge la viteza de regim $v_s$, care este mai mică decît a aerului $v$. Diferența între aceste viteze se numește *viteză relativă* $v_r = v - v_s$, iar raportul $s = \frac{v_r}{v} = 1 - \frac{v_s}{v}$ se numește *factor de alunecare*. La coturi viteza materialului scade foarte mult, apropiindu-se chiar de zero. Pentru acest motiv, între două coturi trebuie să fie o distanță suficient de mare, pentru ca materialul să poată atinge viteza maximă de regim înainte de a intra în cotul următor : în caz contrar poate avea loc înfundarea conductei. Pericolul cel mai mare de formare a dopurilor este la ieșirea din coturile unde se trece de la conductă orizontală la conductă verticală. Pentru acest motiv, în cazul unor astfel de trasee și cînd umiditatea materialului depășește 4%, viteza de transport poate ajunge pînă la 6—8 ori mai mare decît viteza critică.

Avantajele principale ale transportului pneumatic sînt următoarele : poate fi folosit pe lucrări cu secțiuni mici și cu înclinări diferite, inclusiv pe verticală ; este un transport continuu, care prin însuși caracterul său de lucru funcționează automat ; necesită personal redus ; prezintă siguranță completă în locurile cu pericol de explozii de metan și praf de cărbune ; utilajul folosit este de construcție simplă și relativ ieftin.

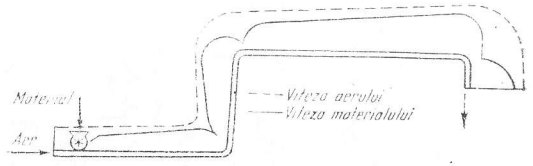



Fig. XXIV. 235. Variația vitezei aerului și a materialului de-a lungul unei conducte cu coturi montată în plan vertical.

Dezavantajele principale ale transportului pneumatic constau în : consum mare de energie și preț ridicat al utilajului de forță ; necesită sfărîmarea și sortarea materialului ; uzură mare a conductelor ; se formează mult praf în punctul de descărcare ; nu pot fi transportate materiale umede sau care se lipesc de conductă.

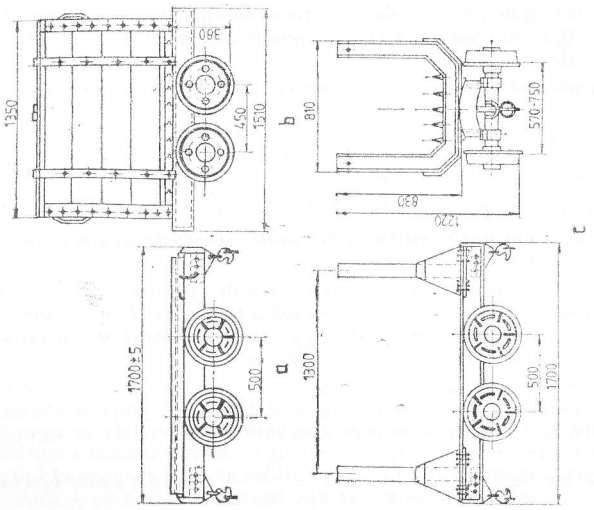



Fig. XXIV.237. Vagonete fabricate la UMMR — Crișcior :
*a* — vagonet platformă; *b* — vagonet pentru transport exploziv; *c* — vagonet tip VL-3 pentru transportat lemn de mină

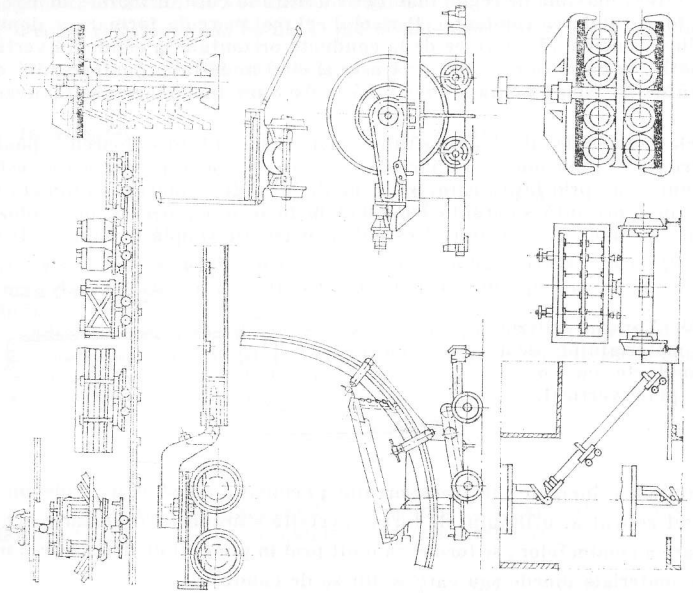


Fig. XXIV.236. Exemple de vagonete și platforme speciale, precum și de paletizare a materialelor.



Domeniul principal de utilizare al transportului pneumatic în minerit este la transportul rambleului și pentru absorbirea și transportul prafului din puncte de încărcare, din fronturi de lucru etc., unde se formează mult praf. În prezent se studiază și posibilitățile de folosire a transportului pneumatic containerizat.

# 11. TRANSPORTUL MATERIALELOR ȘI PERSONALULUI

Pentru transportul materialelor se consumă un volum mare de muncă la executarea următoarelor operații : descărcarea, sortarea, depozitarea și încărcarea materialelor la baze, la depozite și la suprafața minelor, precum și la transbordările multiple în transportul subteran, descărcarea și depozitarea materialelor la locurile de muncă. Pentru ușurarea acestor operații și, în general, a transportului de materiale, acestea se paletizează sau se containerizează (în funcție de felul materialelor), iar pentru aceasta ele pot fi împărțite în : materiale lemnoase, materiale în vrac (balast, nisip etc.), materiale cu lungime mare (șine, țevi etc.), prefabricate din beton, piese de schimb etc.

Este de dorit ca transportul materialelor să se facă cu același mijloc de transport din depozitul de la suprafață pînă în abataj, fără puncte de transbordare. Cînd acest lucru nu este posibil, punctele de transbordare trebuie să fie cît mai puține ca număr și complet mecanizate.

Transportul materialelor și personalului se realizează pe *cale ferată*, pe *cabluri*, pe *monorai*, pe *șine speciale montate pe vatră*, *platforme auto* și pe *transportoare speciale*.

Pentru transportul materialelor pe cale ferată se folosește o diversitate mare de vagonete speciale (fig. XXIV. 236 și XXIV. 237). Există și platforme multifuncționale, care au console laterale și pereți (laterali și frontali) demontabili etc.

Vagonetele pentru transportul personalului sînt închise (fig. XXIV. 238 și tabelul XXIV. 52), prevăzute cu arcuri elicoidale sau din cauciuc.

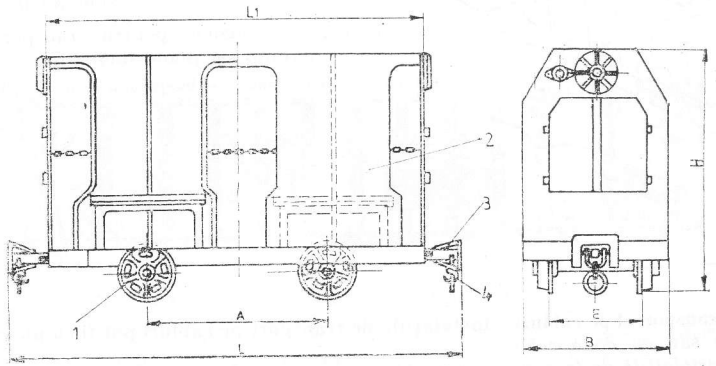



Fig. XXIV.238. Vagonet pentru transport personal.

*Tabelul XXIV.52*

**Caracteristici tehnice ale vagonetelor pentru transport de personal fabricate la U.M.M.R. Crișcior**

| | Tipul vagonetului | | | |
|---|---|---|---|---|
| | 110-00/B | VTP8-00/A | VTP12-00/A | U-56-063 |
| Capacitatea cabinei, locuri | 6 | 8 | 12 | 12 |
| Lungimea între tampoane (*L*), mm | 2010 | 3050 | 3960 | 400 |
| Lungimea cabinei (*L*), mm | 1800 | 2690 | 3600 | — |
| Lățimea cabinei (*B*), mm | 885 | 1000 | 1000 | 1000 |
| Distanța între axe (*A*), mm | 700 | 1200 | 1200 | 2500 |
| Diametrul roților, mm | 350 | 350 | 350 | 250 |
| Înălțimea vagonetului (de la coroana șinei) (*H*), mm | 1705 | 1550 | 1550 | 1560 |
| Masa vagonetului, kg | 556 | 850 | 990 | 1292 |
| Ecartamentul (*E*), mm | 570; 600 | 600—760 | 600—760 | 630 |

Vagonetele pentru transportul personalului prin lucrări cu înclinări între 6 și 30° au compartimente despărțite cu plasă de sîrmă și sînt dotate cu o frînă de siguranță cu opritor, pentru cazul cînd se rupe cablul de tracțiune (fig. XXIV. 239).

La vagonetele destinate înclinărilor de 30—80° opritorul este înlocuit cu un sistem de prindere a șinelor pentru a nu lăsa să se răstoarne longitudinal.

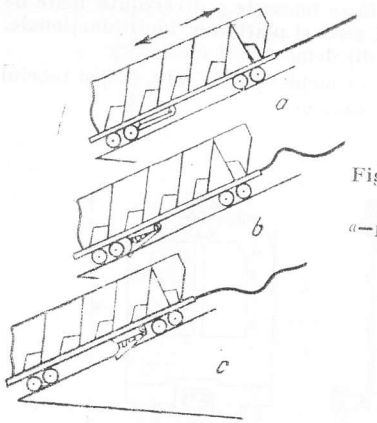



Fig. XXIV.239. Vagonet pentru transportul personalului pe plane înclinate:

*a* — poziție de mers normal; *b* — începutul frînării; *c* — sfîrșitul frînării.

**Transportul pe cabluri.** Instalațiile de transport pe cabluri pot fi *cu un cablu* (monocablu) sau *cu două cabluri*.

*Instalațiile de transport monocablu* au un cablu fără sfîrșit cu diametrul pînă la 25 mm, care îndeplinește atît rolul de cablu purtător, cît și de cablu tractor (fig. XXIV.



240). Pe cablu sînt fixate manșoane de care sînt suspendate scaune pentru una sau două persoane și care trec peste șaibele de la capete. Pe cablu se pot monta și dispozitive pentru suspendarea de platforme pentru bolnavi și pentru revizii sau de legături pentru transport de lemn, însă acestea nu trec peste șaibe și se dezleagă cînd ajung la capătul instalației. Aceste instalații au lungimi pînă la 1200m, pot transporta pe înclinare pînă

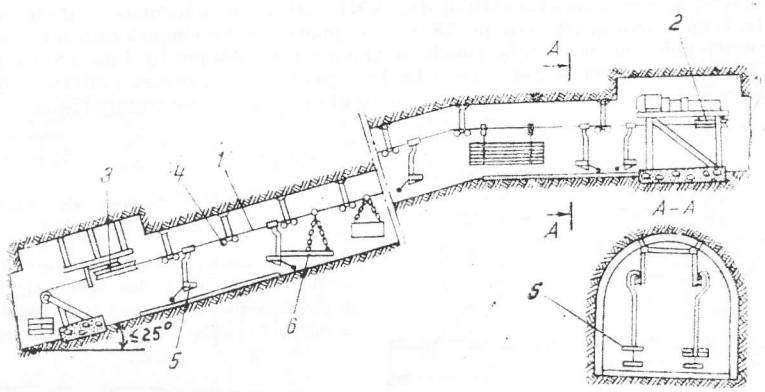



Fig. XXIV.240. Instalație de transport monocablu (telescaun):

*1* — cablu fără sfîrșit; *2* — șaibă de acționare; *3* — șaibă de întindere; *4* — balansiere cu role pentru susținerea și conducerea cablului; *5* — scaun suspendat; *6* — platformă.

la 25°, au viteză de lucru pînă la 1,4 m/s și capacitate de transport pînă la 280—400 persoane/h.

*Instalațiile de transport cu două cabluri* (unul purtător și unul tractor) lucrează de obicei pendular și sînt destinate transportului de materiale (fig. XXIV. 241). Cablul purtător, cu diametru de 12—30 mm (la un coeficient de siguranță de cel puțin 3,5),

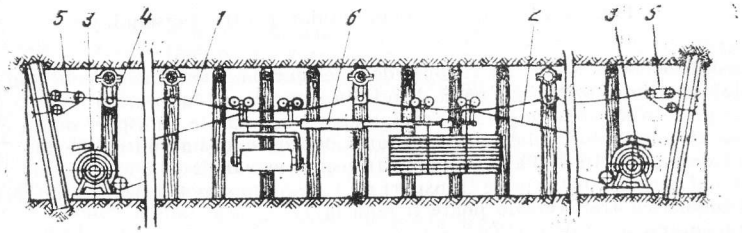



Fig. XXIV.241. Instalație de transport bicablu:

*1* — cablu purtător; *2* — cablu de tracțiune; *3* — trolii; *4* — dispozitive de susținere a cablului purtător; *5* — sisteme de întindere a cablului purtător; *6* — tije telescopică de legătură.

este ancorat la capete și suspendat pe traseu la intervale de 4—10 m. Cablul tractor are diametru de 4—12 mm (la un coeficient de siguranță de cel puțin 5) și are viteză de circa 0,7 m/s. Aceste instalații pot transporta greutăți pînă la 2000 kg, pe distanțe pînă la 1000 m și pe înclinări pînă la 50°. Instalația este prevăzută cu sistem de siguranță.

**Sistemul de transport cu vagonete ghidate (pe vatră).** La acest sistem tractarea vagonetelor se face cu cablu fără sfîrșit (fig. XXIV. 242) sau cu locomotive diesel special adaptate. Cînd ecartamentul este de 250 mm, se poate folosi o singură rolă (cu diametru mare) pentru ghidarea orizontală. Rolele de ghidare verticală pot lipsi dacă vatra nu are denivelări mari. Vagonetele pot fi cu cutie fixă, pentru lemn, pentru materiale în vrac, pentru personal (fig. XXIV. 243) etc. În convoiul de vagonete de transport care execută

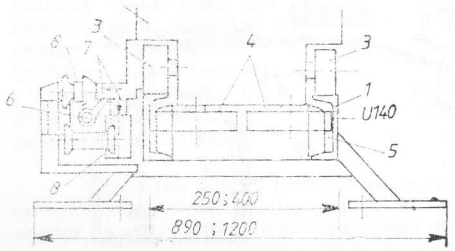



Fig. XXIV.242. Sistem de transport cu vagonete ghidate :

*1* — șină de rulare; *2* — vagonet; *3* — roțile vagonetului; *4* — roți de ghidare orizontală; *5* — role de ghidare verticală; *6* — braț în consolă de legare la cablu; *7* — patine; *8* — rola care se deplasează axial.

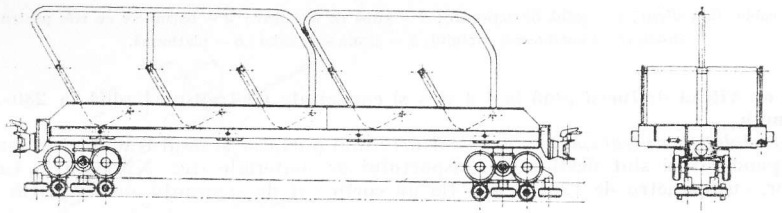


Fig. XXIV.243. Vagonet ghidat pentru personal.

curse de dute-vino, se află și un vagonet de tracțiune, la care se leagă cele două capete ale cablului prin dispozitive cu pană. Unul din capetele cablului are o rezervă de cablu înfășurat pe o tobă, ceea ce permite prelungirea traseului de transport odată cu avansarea abatajului. Troliile folosite sînt cu șaibă de fricțiune și au putere de 40—75 kW și forță de tracțiune de 10—30 kN. Viteza de transport este de 2—4,5 m/s. Aceste instalații se recomandă pentru distanțe de transport de 1—2,5 km și pot lucra pe înclinări pînă la 30°, iar înclinarea transversală poate fi pînă la 17°.

**Instalațiile de monorai** (fig. XXIV. 244) au calea de rulare construită din profil I 120 sau I 140 (rareori din I 160). Tronsoanele cu lungime de 4 m se suspendă la capete și la mijloc (fig. XXIV. 245), la circa 300 mm sub bolta galeriei. În curbe este necesară și ancorarea laterală a căii de rulare.

Tractarea cărucioarelor pe monorai se face cu cablu fără sfîrșit, (mai frecvent), sau cu locomotive diesel speciale. Cînd tracțiunea se face cu cablu, pentru transportul



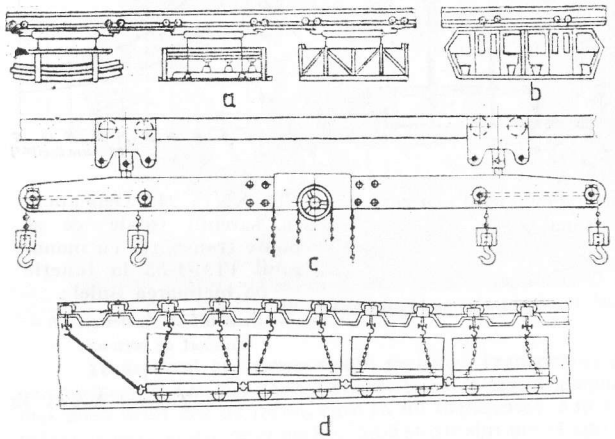



Fig. XXIV.244. Cărucioare de transport pe monorai :

*a* — cărucior pentru materiale; *b* — cărucior închis pentru personal; *c*—cărucior cu macara cu sarcină pînă la 6 t; *d*—schemă de trecere de la transportorul pe cale ferată la cel pe monorai fără macara.

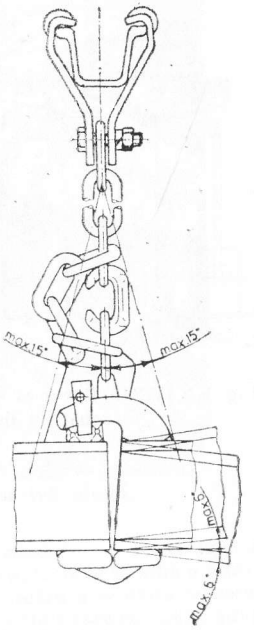



Fig. XXIV. 245. Îmbinarea și suspendarea șinelor de rulare a monoraiului.

personalului se folosesc de obicei cărucioare deschise (fig. XXIV. 246), iar distanța de transport este de 1000—1500 m. La Intreprinderea „UNIO" Satu Mare se fabrică monoraiul cu cablu de tracțiune tip 1 TM—1—35, destinat transportului materialelor și a personalului în minele de cărbuni (tabelul XXIV. 53 și fig. XXIV. 247).

Locomotivele diesel suspendate (fig. XXIV. 248) au două grupuri de tracțiune, ce au cîte două sau patru roți motoare (cîte două pe fiecare parte a inimii șinei), precum și un sistem de frînare și pot avea viteză pînă la 16 km/h.

Roțile sînt acoperite cu poliuretan și au o forță de apăsare direct proporțională cu forța de tracțiune. Trenul agregat suspendat are la fiecare capăt cîte o cabină din care se poate comanda locomotiva. Monoraiul poate avea înclinare pînă la 20° și curburi cu raze minime de 4,5 m în plan orizontal și de 10 m în plan vertical.

Normele de protecție a muncii prevăd pentru instalațiile cu monorai ca viteza să nu depășească 2 m/s, iar înclinarea traseului să nu depășească 20° cînd tracțiunea se face cu cablu și 35° cînd instalația are tracțiune proprie prevăzută cu dispozitive de autoblocare. Spațiul liber minim pînă la peretele galeriei este de 0,3 m pe o parte și de 0,6 m pe cealaltă parte.

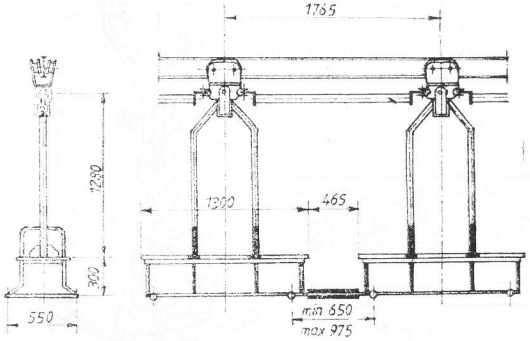



Fig. XXIV.246. Cărucior deschis de monorai pentru transport de personal.

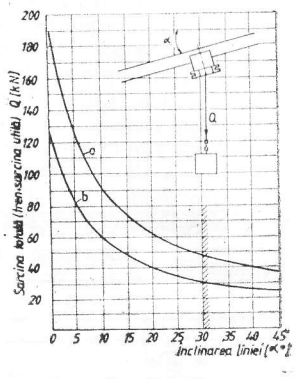



Fig. XXIV.247. Dependența sarcinii totale ce se poate transporta cu monoraiul 1TM-1-35 în funcție de înclinarea liniei:

*a* — transport de materiale; *b* — transport de personal.

*Tabelul XXIV.53*

**Caracteristici principale pentru instalația de monorai tip 1TM-1-35**

| | |
|---|---|
| Viteza de transport, m/s | 0—2 |
| Forța de tracțiune max. din cablu, kN | 32 |
| Diametrul cablului, mm | 17 |
| Puterea nominală, kW | 100 |
| Tensiunea nominală, V | 660 |
| Calea de rulare | I.16 întărit |
| Lungimea maximă a căii de rulare, m | 2200 |
| Raza minimă de curbură a căii de rulare pe orizontală, m | 4 |
| Raza minimă de curbură a căii de rulare pe verticală, m | 8 |
| Înclinarea admisibilă a căii de rulare | ±30° |
| Tensiunea inițială a cablului, kN | 50±2,5 |
| Săgeata cablului suspendat, mm | max. 200—250 |
| Sarcina utilă a unui cărucior, kN | max. 17 |
| Sarcina utilă a dispozitivului de transport, kN | max. 52 |
| Sarcina utilă la ansamblu tren | conf. diagramei din fig. XXIV.247 |



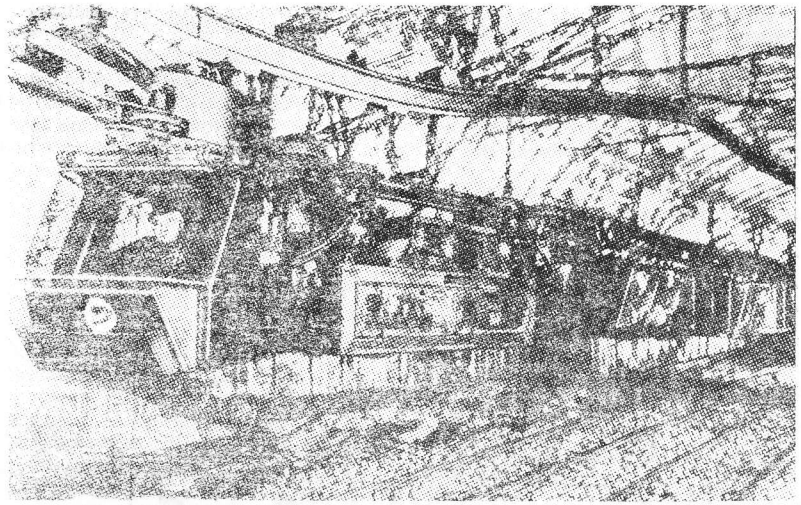


Fig. XXIV.248. Transport pe monorai cu locomotivă diesel.

**Transportul cu transportoare speciale.** Transportul personalului se poate face și pe transportoare cu bandă staționare. În acest caz, transportorul trebuie să aibă o viteză mai mică decît cea de lucru, care să nu depășească 2 m/s. Pentru a se evita trecerea persoanelor de stația de coborîre, după stație sînt prevăzute fotocelule care comandă automat oprirea transportorului. După sistemul de fotocelule este prevăzut un baraj diagonal din tablă, care împinge persoana jos de pe transportor. Cînd înclinarea transportorului depășește 7°, acesta trebuie să fie dotat cu sisteme de prindere a benzii pentru cazul cînd aceasta se rupe.

# 12. MECANIZAREA TRANSPORTULUI LA SUPRAFAȚA MINEI ȘI INSTALAȚII DE FUNICULAR

## 12.1. PLATFORME DE PRIMIRE LA SUPRAFAȚA MINEI

Felul platformei de primire a substanței minerale utile la suprafața minei depinde în principal de felul cum se face extracția la suprafață.

Cînd extragerea la suprafață se face cu transportor cu bandă pe galerie de coastă sau pe plane înclinate descărcarea se realizează direct în silozuri sau depozite. În unele cazuri, materialul se transportă direct la uzina de preparare sau la termocentrală.

În cazul extracției cu instalații cu schip, turnul puțului are înălțime mare, astfel încît schipul să descarce direct în silozuri.

Cînd extracția se face cu instalații cu colivii, platforma de primire poate fi cu linii ferate pentru circulația vagonetelor (fig. XXIV. 249, *a*, *b*, *c* și *d*) sau fără cale ferată (fig. XXIV. 249, *e* și *f*). Cele cu linie ferată se amplasează pe sol și trebuie să permită și introducerea și scoaterea din circuit a vagonetelor cu materiale, precum și a celor care vin de la atelier. Platforma din fig. XXIV. 249, *a* este cea mai simplă însă are

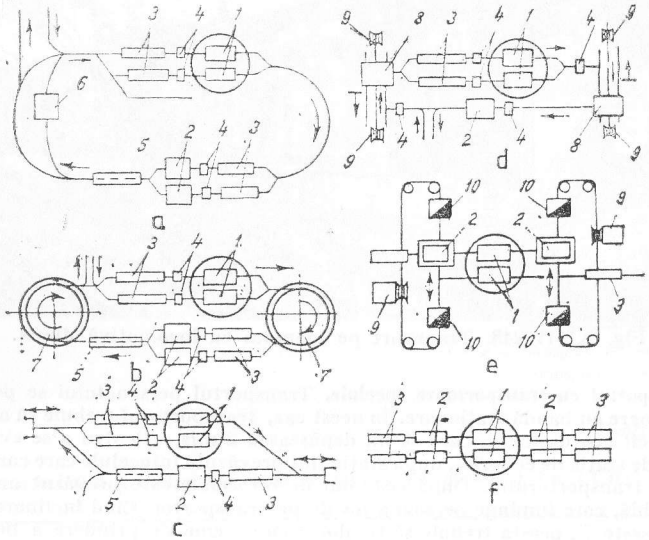



Fig. XXIV.249. Platforme de primire pentru cazul cînd extracția se face în colivii :

*a* — cu circuit inelar; *b* — cu circuit inelar și plăci turnate; *c* — cu manevra vagonetelor în fund de sac; *d* — cu translarea vagonetelor pe cărucior; *e* — cu culbutoare mobile; *f* — cu culbutoare fixe amplasate în fața coliviilor; *1* — colivii; *2* — culbutoare; *3* — împingătoare; *4* — opritoare; *5* — compensatoare de înălțime; *6* — instalație pentru curățat vagonete; *7* — plăci turnate; *8* — cărucioare platformă; *9* — trolii; *10* — silozuri.

suprafață mare, iar în schema din fig. XXIV. 249, *b* are lățime mai mică, dar conține plăci turnate care trebuie acționate continuu. În schema din fig. XXIV. 249, *c* platforma are, de asemenea, lățimea mai mică, dar are dezavantajul că fiecare vagonet trebuie manevrat în fund de sac.

Platforma din fig. XXIV. 249, *d* reduce suprafața clădirii platformei de primire de 2—3 ori față de cele prezentate anterior și elimină compensatorul de înălțime. Aici vagonetele sînt trecute de pe linia puțului pe linia culbutorului și invers, cu cîte un cărucior ce se deplasează pe o linie înclinată (pentru a compensa pierderile de înălțime). Toate utilajele de pe platformă (inclusiv culbutorul) lucrează automat cu sistem de interblocare.



În fig. XXIV. 249, *e* vagonetul din colivie este introdus direct într-un culbutor mobil, care se deplasează deasupra gurilor de rostogol. Cînd se construiesc pilnii de primire chiar în fața coliviilor, deplasarea culbutorului mobil are loc doar din fața unei colivii în fața celeilalte, iar dacă se montează cîte un culbutor în fața fiecărei colivii, ca în fig. XXIV. 249, *f*, se elimină complet manevrele. Întrucît platformele din fig. XXIV. 249, *e* și *f* au suprafață foarte mică, ele se pot amplasa la un nivel superior în turn, iar culbutarea vagonetelor se face direct în silozuri.

În cazul galeriilor de coastă, pe care tracțiunea se face cu locomotive, platformele de primire au linii de garare, linii de formare a trenurilor, linii de manevră etc. În funcție de relief, liniile ferate pot fi orientate aproximativ în aceeași direcție cu galeriile de coastă (fig. XXIV. 250, *a*) sau transversal pe acestea (fig. XXIV. 250, *b*).

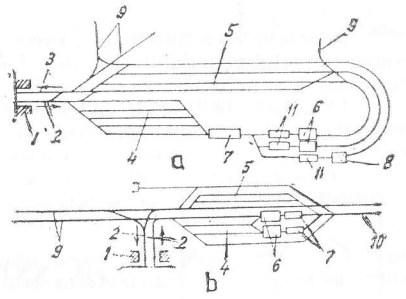



Fig. XXIV.250. Platforme de primire la gura galeriilor de coastă, pe care transportul se face cu locomotive :

*1* — galerie de coastă; *2* — linia de pline; *3* — linia de goale; *4* — linii de garare pentru vagonete goale; *6* — culbutoare; *7* — compensatoare de înălțime; *8* — culbutor pentru steril; *9* — linii de ieșire din circuit (către depozit, ateliere, remiză etc.); *10* — către halda de steril; *11* — împingătoare.

## 12.2. STAȚII DE SILOZURI ȘI DEPOZITE DE SUBSTANȚĂ MINERALĂ UTILĂ

Silozurile se află amplasate între sistemul de extracție la suprafața minei și sistemul de transport la beneficiar sau uzina de preparare, precum și între uzina de preparare și sistemul de expediție la beneficiar.

Capacitatea silozurilor trebuie să permită preluarea cantității de material dată de neuniformitatea dintre primire și expediție. Stabilirea acestei capacități se poate face grafic ca în fig. XXIV. 251, unde curba continuă reprezintă cantitatea de material ce intră în siloz (de exemplu, a producției minei pe 24 ore), iar cea punctată reprezintă cantitatea de material ce se evacuează din siloz (de exemplu, la beneficiar). Diferența maximă între cele două curbe reprezintă capacitatea minimă necesară a stației de silozuri. Ca-

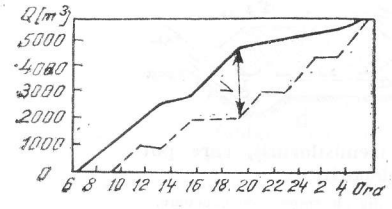



Fig. XXIV.251. Grafic pentru stabilirea capacității V [m³] a silozului.

pacitatea reală se ia ceva mai mare decît cea rezultată grafic, pentru a putea prelua unele neuniformităţi neprevăzute.

Silozurile pot fi amplasate pe sol, cînd descărcarea se face pe un transportor (fig. XXIV. 252, *a*), sau la o înălţime care să permită descărcarea direct în vagoane (fig. XXIV, 252, *b*).

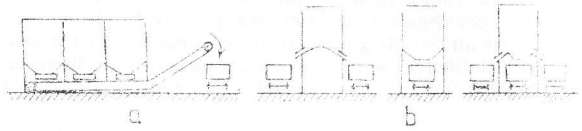



Fig. XXIV.252. Amplasarea silozurilor.

Intreprinderea Automatica execută echipamente pentru supravegherea şi semnalizarea nivelului materialului în siloz. Folosirea unor astfel de sisteme moderne permite mecanizarea şi automatizarea completă a staţiei de silozuri.

Lichidarea bolţilor de material ce se formează uneori în silozuri se realizează cu vibrator, cu jeturi de aer comprimat sau cu perne de aer comprimat (fig. XXIV. 253).

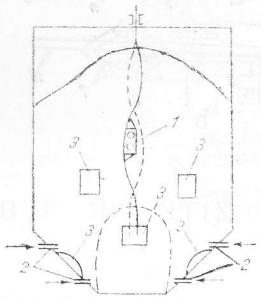


Fig. XXIV.253. Sisteme de lichidare a bolţilor din material :

*1* — cu vibrator suspendat cu bandă de oţel lată; *2* — cu jeturi de aer; *3* — cu perne din cauciuc antiabraziv în care se introduce aer comprimat şi care au dimensiuni de 1×0,8 m.

Cînd substanţa minerală utilă nu se degradează sub influenţa precipitaţiilor atmosferice, iar producţia minei este mare, se folosesc silozuri deschise (fig. XXIV. 254). Adîncimea la care se poate coborî cu aceste silozuri sub nivelul solului este de 6—7 m (se ţine seama de nivelul apelor din sol).

Depozitele au rolul de a acumula producţia de substanţă minerală utilă pe perioade relativ lungi, cît timp (datorită unor cauze neprevăzute) se întrerupe transportul

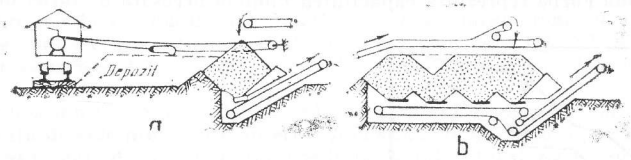



Fig. XXIV.254. Silozuri deschise (semisilozuri), care pot îndeplini şi rolul de depozite :

*a* — conice plus depozit; *b* — sub formă de dig cu tranşee de evacuare.



la beneficiar. Depozitele sînt neacoperite sau acoperite (cum este în cazul sărurilor etc.).

După forma lor depozitele pot fi sub formă de *strat*, de *con* sau de *dig*. În funcţie de soluţia de mecanizare, pot fi : *cu screper* (fig. XXIV. 254, *a*), *cu transportor* (fig. XXIV. 255), *cu graifăre* (fig. XXIV. 256), *cu excavator* etc.

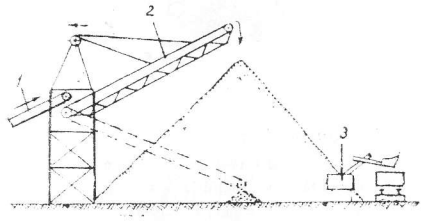



Fig. XXIV.255. Depozit sub formă de dig în arc de cerc cu transportor în consolă pivotant :

*1* — transportorul principal; *2* — transportorul pivotant; *3* — excavator.

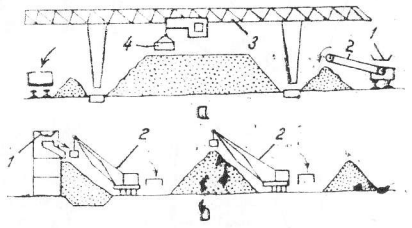



Fig. XXIV.256. Depozite cu graifăre :

*a* — cu graifăr montat pe pod rulant (*1* — transportor principal; *2* — transportor de preluare mobil; *3* — pod rulant; *4* — graifăr); *b* — cu graifăre mobile (*1* — transportor care aduce materialul; *2* — graifăre).

La carierele în care transportul se face auto, depozitul se poate organiza în carieră sau în exterior sub forma unui strat pe care urcă autobasculantele. Încărcarea pentru expediţie se face cu excavator.

Capacitatea depozitelor trebuie să permită preluarea producţiei minei pe o perioadă de 5—15 zile. Depozitele sub formă de strat pentru cărbune au înălţime de 2,5—10 m (în funcţie de tendinţa de autoaprindere), iar cele pentru minereuri au înălţime pînă la 12—15 m.

Mecanizarea transportului sterilului la haldă este în funcţie de cantitatea de steril ce se transportă zilnic, de durata de exploatare a minei, de forma reliefului şi de felul sterilului (uscat, şlam).

În cariere, sterilul din descopertă se transportă la haldă cu acelaşi mijloc de transport folosit în carieră.

Sterilul rezultat din subteran, sau cel cu granule mari de la uzinele de preparare, fără multă apă, se transportă la haldă cu *instalaţii de funicular* (fig. XXIV. 257), *pe cale ferată cu vagonete* sau *cu schip* (fig. XXIV. 258). Şlamurile rezultate de la uzinele de preparare se transportă hidraulic, pe conducte, la iazurile de decantare.

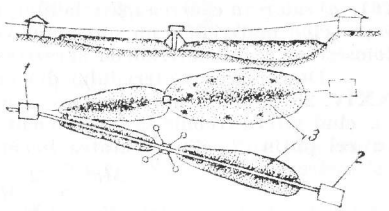



Fig. XXIV.257. Haldare cu instalaţie de funicular :

*1* şi *2* — staţii de funicular; *3* — trasee de haldă.

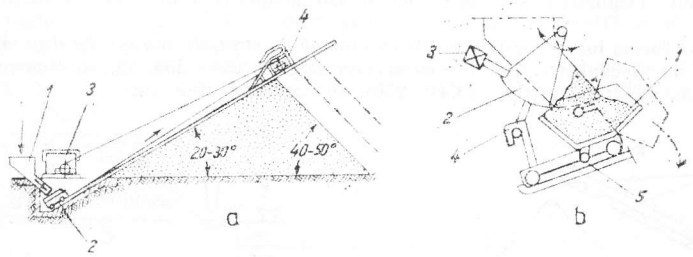



Fig. XXIV.258. Haldă conică cu schip :

*a* — schema generală (*1* — siloz de steril; *2* — schip; *3* — trolii; *4* —pod de descărcare prin basculare); *b* — schema de încărcare și descărcare automată a schipului (*1* — schip; *2* — închizătorul gurii silozului de steril; *3* — contragreutate; *4* —cîrlig; *5* — rolă).

## 12.3. ELEVATOARE

Elevatoarele se întîlnesc la suprafața minei și în uzinele de preparare și pot fi *verticale*, cînd au la partea inferioară o ramă (batiu) prin intermediul căreia se montează pe fundație, sau *înclinate* la 65—75° (fig. XXIV. 259).

Elevatoarele cu bandă (fig. XXIV. 260, *a*) au viteze pînă la 2 m/s și se folosesc numai pentru materiale fine și uscate, cînd înălțimea de ridicare nu depășește 40—50 m și cînd cuplele nu au capacitate mai mare de 15 l. Banda are lățime mai mare decît cupele cu 40—50 mm.

Elevatoarele cu lanțuri (fig. XXIV. 260, *b* și *c*) au viteză de 0,3—0,6 m/s și înălțime pînă la 75 m, pot lucra în atmosferă cu apă și pot transporta materiale tari și în bucăți relativ mari, iar cupele pot avea capacitate pînă la 130 l. Lanțurile folosite sînt cu eclise și bucșe sau cu eclise și role. Cupele cu fund rotund au capacitate de 0,6—15 l și pot fi adînci (fig. XXIV. 260, *a*), care se folosesc pentru materiale mărunte și uscate, sau cu adîncime mică (fig. XXIV. 260, *b*) pentru materiale umede și cu tendință de lipire.

Cupele cu muchii ascuțite (fig. XXIV. 260, *c*) au capacitate pînă la 130 l și sînt destinate materialelor tari, abrazive și în bucăți mari, ce pot ajunge pînă la 150 mm. Aceste cupe se folosesc la elevatoare cu viteză mică, cînd încărcarea materialului se face prin alunecare pe fundul cupei anterioare.

Încărcarea cupelor se poate face prin trecerea cupelor prin material (fig. XXIV. 261, *a*) sau prin căderea materialului în cupă (fig. XXIV. 261, *b*). Primul sistem se folosește cînd materialele nu sînt abrazive și au granulație mică. Cel de-al doilea sistem se folosește în cazul materialelor abrazive și în bucăți mari, iar viteza nu depășește 1 m/s.

Descărcarea materialului din cupă se poate face datorită greutății proprii (fig. XXIV. 261, *c* și *d*), cînd viteza $v < 1$ m/s, sau datorită forței centrifuge (fig. XXIV. 261, *e*), cînd viteza trebuie să fie suficient de mare pentru a realiza o forță centrifugă egală cu cel puțin 2/3 din greutatea bucății de material, respectiv :

$$\frac{Mv^2}{R} \geqslant \frac{2}{3}Mg \Rightarrow v \geqslant 2{,}56\sqrt{R}\ \text{[m/s]}$$



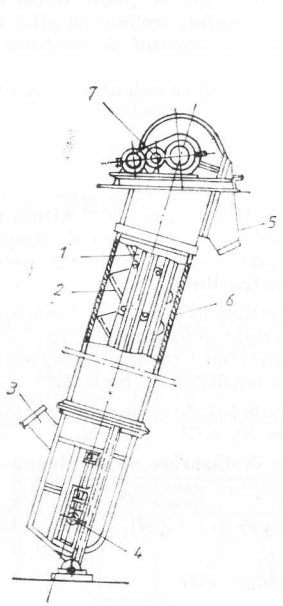



Fig. XXIV.259. Elevator înclinat :

*1* — organ de tracțiune; *2* — cupe; *3* — jgheab de încărcare; *4* — sistem de întindere; *5* — jgheab de descărcare; *6* — carcasa cu ghidaje; *7* — acționarea.

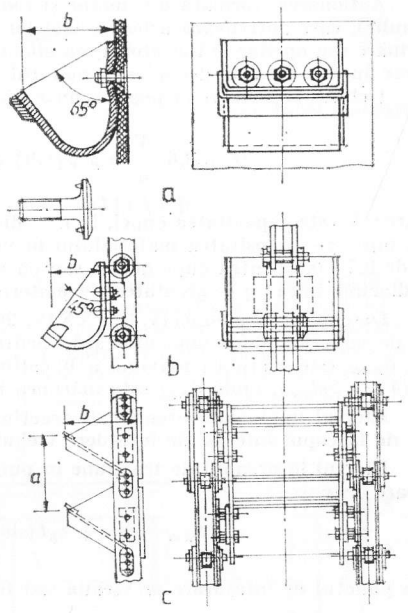



Fig. XXIV.260. Construcții de cupe și montarea lor pe organele de tracțiune.

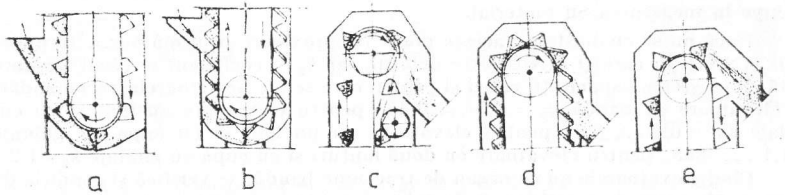



Fig. XXIV.261. Scheme de încărcare și descărcare a cupelor.

unde : $M$ este masa unei bucăți de material, kg ; $v$ — viteza elevatorului, m/s ; $R$ — raza medie a traiectoriei materialului cînd trece peste tobă, m ; $g = 9{,}81$ m/s² — accelerația gravitației.

Sistemul de întindere este cu șuruburi și se află la capul inferior al elevatorului.

Acționarea, formată din motor și reductor (între care se poate folosi un cuplaj hidraulic), care antrenează arborele stelelor sau tamburului, trebuie să aibă un sistem de frînare sau opritor antigiratoriu (cu clichet) ce nu lasă *organul de tracțiune* să se deplaseze invers cînd se decuplează motorul.

Debitul elevatoarelor poate ajunge pînă la 450 t/h și se calculează cu expresiile :

$$Q = 3{,}6\frac{V}{a} v \rho \psi \text{ [t/h] sau } Q = 3{,}6\ qv \text{ [kN/h]}$$

în care : $V$ este capacitatea cupei, l ; $a$ — distanța între cupe, m ; $v$ — viteza de transport, m/s ; $\rho$ — densitatea materialului în vrac, t/m³ ; $\psi$ — coeficient de umplere, care este de 0,7—0,8 pentru cupe adînci sau cu muchii ascuțite și de 0,4—0,6 pentru cupe cu adîncime mică ; $q$ — greutatea de material pe metru liniar, N/m.

Deschiderea $b$ a cupei (v. fig. XXIV. 260) se verifică în funcție de mărimea bucăților de material, după cum urmează : pentru materiale nesortate $b \geqslant (2 \ldots 2{,}5)d_{max}$, unde $d_{max}$ este mărimea maximă a bucăților de material ; pentru materiale sortate $b \geqslant (4 \ldots 5)d_{med}$, unde $d_{med}$ este mărimea medie a bucăților de material.

Efortul minim din organul de tracțiune în punctul de înfășurare pe stelele sau toba de la capul inferior de întindere trebuie să fie $S_{ti} = 3 \ldots 5$ kN.

Efortul în organul de tracțiune în punctul de desfășurare de pe steaua sau toba motoare este :

$$S_{dm} = S_{ti} + q_0 L(\sin\beta - w\cos\beta) \qquad \text{[N]},$$

iar în punctul de înfășurare pe steaua sau toba motoare este :

$$S_{im} = k\,S_{ti} + F_t + L(q + q_0)(\sin\beta + w\cos\beta) \qquad \text{[N]},$$

unde : $q_0$ este greutatea pe metru liniar a organului de tracțiune cu cupe, N/m ; $\beta$ — unghiul de înclinare a elevatorului ; $L = H/\sin\beta$ — lungimea de transport ($H$ fiind înălțimea elevatorului), m ; $k = 1{,}06$ — coeficient ce ține seama de rezistențele din steaua sau toba de întindere ; $q$ — greutatea de material pe metru liniar, N/m ; $w = 0{,}15 \ldots 0{,}2$ — rezistența specifică la mișcare ; $F_t = (2 \ldots 5)\,q$ — rezistența suplimentară întîmpinată de cupe la încărcarea cu material.

Dacă nu se cunoaște $q_0$, acesta poate fi aproximat cu următoarea formulă : $q_0 = Qk_2$ [N/m], în care $Q$ [kN/h] este debitul, iar $k_2$ — coeficient a cărui valoare scade odată cu creșterea capacității cupei și pentru care se fac următoarele recomandări : pentru elevatoare cu bandă $k_2 = 0{,}5 \ldots 0{,}45$ ; pentru elevatoare cu lanț și cu cupă fără ghidaje $k_2 = 0{,}8 \ldots 0{,}6$ ; pentru elevatoare cu un lanț și cu cupă cu ghidaje $k_2 = 1{,}1 \ldots 0{,}85$ ; pentru elevatoare cu două lanțuri și cu cupă cu ghidaje $k_2 = 1{,}2 \ldots 1{,}0$.

Cînd elevatoarele au ca organ de tracțiune bandă, se verifică și condiția de transmitere a efortului de tracțiune de la toba motoare la bandă, cu expresia :

$$1{,}2\ S_{im} \leqslant S_{dm}e^{\mu\alpha}$$

Rezistența la rupere a organului de tracțiune este $S_r \geqslant S_{im}k_s$, unde $k_s$ este coeficientul de siguranță ce are valoarea 5 pentru lanțuri și 10—12 pentru bandă.



Puterea necesară de acționare este :

$$P = \frac{(S_{im} - S_{dm})\,v}{1000\,\eta_t} \text{ [kW]},$$

unde $\eta_t = 0{,}9$ este randamentul transmisiei și a arborelui cu stele sau tobei motoare.

## 12.4. TRANSPORTOARE ELICOIDALE

Transportoarele elicoidale (fig. XXIV. 262 și tabelul XXIV. 54) au debite pînă la 150 t/h și se folosesc în uzine de preparare pentru transportul pe distanțe mici (pînă la 40 m) și sub unghiuri pînă la 20° a materialelor fin sfărîmate, care transportate deschis ar vicia atmosfera (gaze, praf), sau care au temperatură ridicată sau prezintă pericol de explozii. Mai pot fi folosite și ca utilaje tehnologice — de exemplu pentru amestec sau ca alimentatoare. Ele au construcție simplă, compactă și închisă, în schimb au consum ridicat de energie și uzură mare.

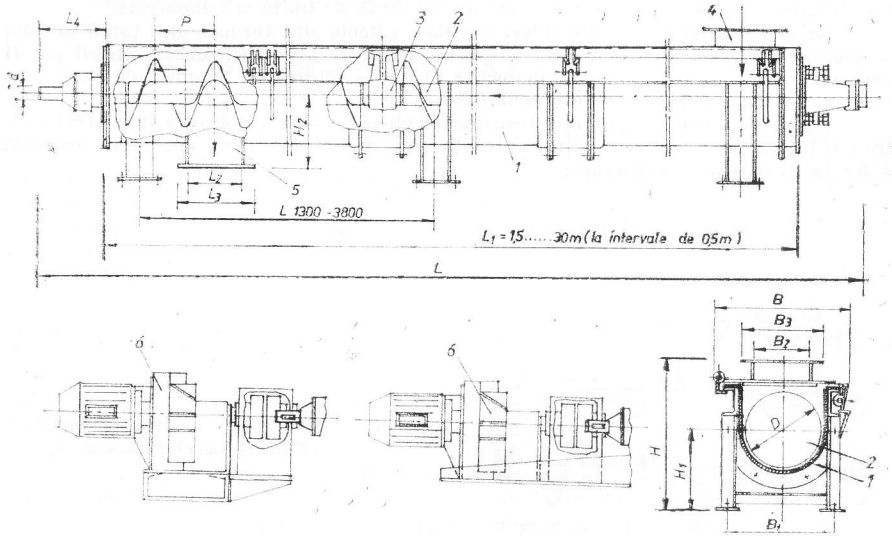



Fig. XXIV.262. Transportor elicoidal fabricat de I.U.M.M.R. Baia Mare :

*1* — jgheab (cuvă) ; *2* — melc ; *3* — lagăre de suspendare ; *4* — gură de încărcare ; *5* — gură de evacuare (poate avea șibăr acționat pneumatic) ; *6* — grup motoreductor.

Jgheaburile au lungime de 2—4 m și sînt confecționate din tablă de oțel rezistent la uzură (cu grosime de 3—8 mm) sau din fontă. La înclinări mari, jgheaburile pot fi înlocuite cu conducte circulare.

*Tabelul XXIV.54*

**Parametrii transportoarelor elicoidale, în mm (v. fig. XXIV.262), fabricate la Întreprinderea Mecanică de Mașini și Utilaj Minier-Baia Mare**

| Tipul | D | P | L | $L_2$ | $L_3$ | $L_4$ | B | $B_1$ | $B_2$ | $B_3$ | H | $H_1$ | $H_2$ | d |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| TE 125 | 125 | 100 | | 125 | 205 | 260 | 200 | 60 | 125 | 215 | 260 | 160 | 125 | 38 |
| TE 160 | 160 | 125 | $L_1+450$ | 160 | 240 | 260 | 290 | 220 | 160 | 250 | 385 | 180 | 150 | 38 |
| TE 200 | 200 | 160 | | 200 | 280 | 260 | 330 | 260 | 200 | 290 | 417 | 200 | 175 | 38 |
| TE 250 | 250 | 200 | $L_1+500$ | 250 | 330 | 310 | 385 | 315 | 250 | 340 | 495 | 250 | 200 | 45 |
| TE 315 | 315 | 250 | $L_1+580$ | 315 | 435 | 335 | 470 | 400 | 315 | 405 | 665 | 300 | 250 | 60 |

Melcii pot avea construcții diferite, în funcție de felul materialelor. Construcția din fig. XXIV. 263, *a* se folosește pentru materiale cu granulație mică sau fină, uscate și care nu au tendință de lipire sau aglomerare. Construcția din fig. XXIV. 263, *b* se folosește pentru materiale cu granulație mijlocie. Construcțiile din fig. XXIV. 263, *c* și *d* se folosesc pentru materiale ude, care au tendință de lipire și aglomerare.

Arborele melcilor este de obicei tubular. Elicele sînt formate din tablă de oțel cu grosime de 4—8 mm. Cînd se transportă materiale abrazive, uneori melcii pot fi turnați din fontă călită. Melcii au diametru de 150—300 mm și lungime de 1,5—3 m și se îmbină cap la cap prin intermediul unei mufe.

Parametrii principali ai unui transportor elicoidal sînt următorii : diametrul melcului $D$ [mm], pasul melcului $s$ [m] și turația melcului $n$ [rot/min], care se recomandă să fie în următoarele raporturi :

$$s = k_1 D \text{ [mm]} \quad \text{și} \quad n = \frac{k_2}{\sqrt{D}} \text{ [rot/min]},$$

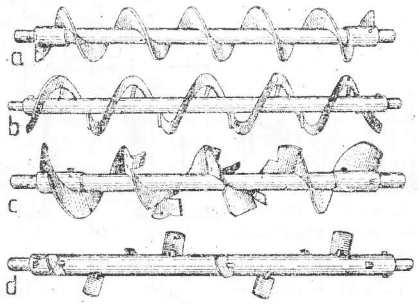



Fig. XXIV.263. Construcția melcilor transportoarelor elicoidale.

unde : $k_1 = 0{,}8$ sau 1,0, corespunzător pentru materiale grele în bucăți mari sau pentru materiale ușoare cu coeficient mic de frecare, iar $k_2 = 700$ ; 550 și 400, corespunzător pentru materiale ușoare și neabrazive, pentru materiale grele și neabrazive și pentru materiale grele și abrazive.



Debitul transportorului se calculează cu expresia :

$$Q = 3600 \frac{\pi D^2}{4} v \psi \rho c = 47 D^2 s n \psi \rho c \text{ [t/h]},$$

în care : $v$ este viteza de transport m/s ; $\rho$ — densitatea materialului în vrac, t/m³ ; $\psi$ — coeficient care are valoarea 0,3—0,4 pentru materiale ușoare (cărbune mărunt) și 0,125 pentru materiale grele și abrazive (zgură, cenușă etc.) ; $c$ — coeficient ce ține seama de unghiul de înclinare al transportorului și are următoarele valori :

| Înclinarea transportorului [grade] | 0 | 5 | 10 | 15 | 20 |
|---|---|---|---|---|---|
| Valoarea coeficientului, $c$ | 1 | 0,9 | 0,8 | 0,7 | 0,65 |

Cînd se dă debitul și se calculează diametrul $D$, acesta se verifică și în funcție de mărimea bucăților de material, după cum urmează : $D \geqslant 12\, a_{med}$ pentru materiale sortate și $D \geqslant 40\, a_{max}$ pentru materiale nesortate.

Puterea necesară la arborele melcului se calculează cu expresia :

$$P_0 = \frac{qv}{1000}(Lw \pm H) = \frac{Q}{367}(Lw \pm H) \quad \text{[kW]},$$

în care : $q = \frac{Qg}{3{,}6\, v}$ este greutatea de material pe metru liniar de transportor, N/m ; $g = 9{,}81$ m/s² ; $L$ — lungimea transportorului, m ; $H$ — diferența de nivel la care se realizează transportul, m ; $w$ — rezistența specifică la mișcare, care pentru cărbuni $w = 2{,}6$, pentru ciment $w = 3{,}2$, iar pentru materiale puternic abrazive (nisip, cenușe) sau materiale argiloase $w = 4$.

Puterea necesară motorului este :

$$P = \frac{P_0}{\eta} k \text{[kW]},$$

unde $\eta = 0{,}8 \ldots 0{,}85$ este randamentul transmisiei ; $k = 1{,}15 \ldots 1{,}20$ — coeficient de rezervă a puterii.

Grupurile de antrenare ce se fabrică la I.M.M.U.M. Baia Mare au puteri pînă la 15 kW și turații de ieșire pentru melc de 23 ; 32 ; 47 ; 59 și 72 rot/min (melcii cu diametrul de 200—315 mm au turația maximă de 47 rot/min).

Forța axială ce acționează asupra melcului se calculează cu expresia :

$$F_a = \frac{M_0}{r \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)} = \frac{9549\, P_0}{nr \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)} \text{ [N]},$$

în care : $M_0$ este momentul la arborele melcului, Nm ; $r = (0{,}7 \ldots 0{,}8)\, D/2$ — raza centrului de apăsare a materialului, m ; $\alpha$ — panta liniei elicoidale, grad ; $\varphi$ — unghiul de frecare al materialului pe suprafața elicei, care în calcule se poate lua $\varphi = 45°$.

## 12.5. TELEFERICE (FUNICULARE)

Telefericele (fig. XXIV. 264) se folosesc pentru transportul substanței minerale utile la suprafață, în afara incintei minei sau a uzinei de preparare, cînd relieful este accidentat, precum și pentru transportul sterilului la haldă.

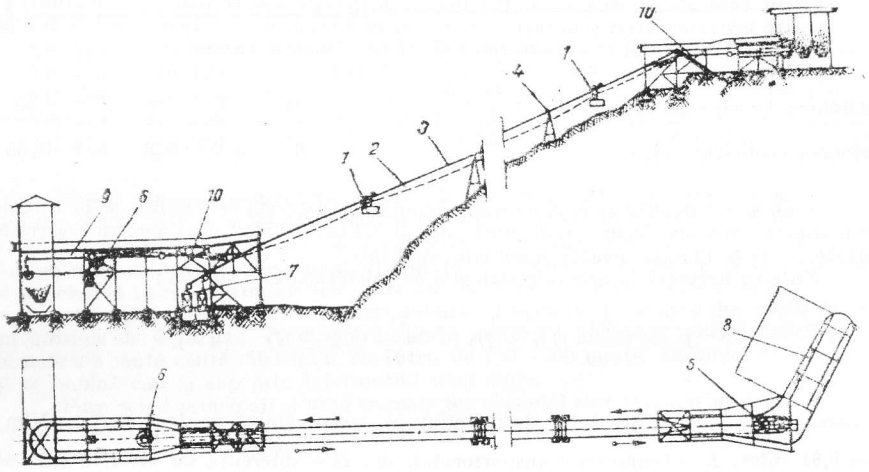



Fig. XXIV.264. Schema unui funicular bicablu :

*1* — vagonete de funicular ; *2* — cablu de tracțiune ; *3* — cablu purtător ; *4* — piloni ; *5* — acționarea ; *6* — dispozitiv de întindere a cablului de tracțiune ; *7* — dispozitiv de întindere a cablurilor purtătoare ; *8* — stație de încărcare ; *9* — stație de descărcare ; *10* — poduri de cuplare și decuplare.

*Vagonetele* (fig. XXIV. 265) au capacitate de 0,5 ... 2,0 m³ și masă proprie corespunzătoare între 570 și 690 kg.

*Dispozitivele de rulare* (STAS 6871-63) pot fi cu două sau patru roți. Cele cu două roți au sarcina maximă de atîrnare de 16 kN, iar cele cu patru roți de 32 kN. Roțile (fig. XXIV. 266) au lățime de 80—100 mm și diametru de 210—240 mm.

*Dispozitivele de cuplare* pot fi *cu șurub* sau *cu strîngere datorită greutății proprii a vagonetului*.

La *dispozitivul de cuplare cu șurub* (fig. XXIV. 267), falca interioară *1* și cea exterioară *2* se pot deplasa în carcasa *3*. Fălcile se apropie și se depărtează, pentru a strînge sau elibera cablul *4*, înșurubîndu-se pe filetul șurubului *5*, care se poate roti cu circa 90° prin schimbarea poziției pîrghiei *6*. Filetul pe care se înșurubează falca interioară este pe dreapta și are pas mare, pentru a asigura cursa necesară de închidere și deschidere, iar filetul pe care se înșurubează falca exterioară este pe stînga și are pas mic, care servește pentru strîngerea propriu-zisă. Bucșa *7*, în care se rotește șurubul, face corp comun cu bara de suspendare *8* și cu rama *3* a vagonetului. La capătul pîrghiei *6* se află



montată rola de cuplare *10*, care, trecînd peste ghidaje speciale în punctele de cuplare și decuplare, schimbă poziția pîrghiei. Rola joacă în același timp și rol de greutate, ce ține fălcile închise sau deschise, după ce pîrghia și-a schimbat poziția. Dispozitivul are prevăzut două role *11*, pentru conducerea cablului între fălci.

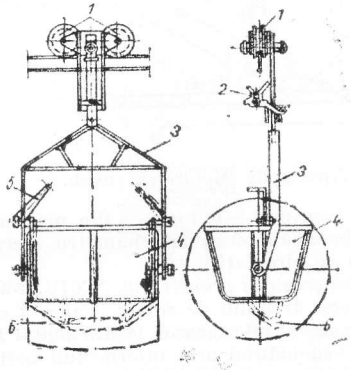



Fig. XXIV.265. Vagonet de teleferic :

*1* — dispozitiv de rulare ; *2* — dispozitiv de cuplare ; *3* — cadru ; *4* — cutie ; *5* — pîrghie de blocare ; *6* — contragreutate.

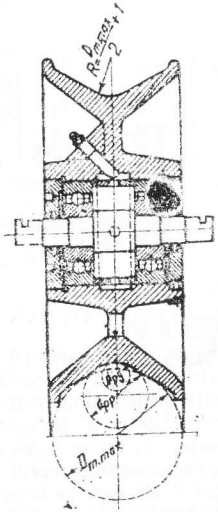



Fig. XXIV.266. Roată de vagonet pentru funicular :

$d_{pg}$ — diametrul cablului purtător al ramurii goale ; $d_{pp}$ — diametrul cablului purtător al ramurii pline ; $D_{mmax}$ — diametrul maxim al mufei ; $R$ — raza profilului de rulare.

Cuplarea automată a vagonetului se realizează trecînd rola *1* (fig. XXIV. 268), de la capătul pîrghiei dispozitivului de cuplare, pe ghidajul *2*. Călcînd pe ghidaj, rola se ridică și mărește continuu înclinarea pîrghiei care se află în poziția înapoi. În momentul în care pîrghia a ajuns în poziție aproape verticală, pintenul *3* lovește puternic pîrghia la partea inferioară, schimbîndu-i poziția înainte și realizînd astfel cuplarea. După ce a fost schimbată poziția pîrghiei pentru a realiza o strîngere suplimentară, rola trece pe sub un dispozitiv cu contragreutate *4*. Pentru ca cuplarea să se realizeze fără smucituri, este necesar ca vagonetului să i se imprime o viteză egală cu a cablului înainte de a intra în ghidajul de cuplare, ceea ce se realizează dînd o înclinare ușoară șinei pe care circulă vagonetul. Decuplarea se realizează trecînd rola *1* peste ghidajul *2* (fig. XXIV. 268, *b*). Cînd pîrghia ajunge în poziție verticală, pintenul *3* o aruncă înapoi. Poziția normală a pîrghiei depinde de grosimea cablului și uzura fălcilor de strîngere. Reglarea poziției trebuie făcută în așa fel încît înclinarea pîrghiei să nu fie mai mică de 30°.

În cazul cablurilor de tracțiune noi, în prima perioadă de exploatare cablul își micșorează continuu diametrul, ceea ce necesită ca dispozitivele de cuplare să fie reglate destul de des. Aceasta reprezintă un dezavantaj al dispozitivelor de cuplare cu șurub. Alte dezavantaje ale acestor dispozitive de cuplare sînt următoarele : strîngerea cablului este aceeași, atît la vagonete pline vîrf și la cele goale, ceea ce duce la o uzură supli-

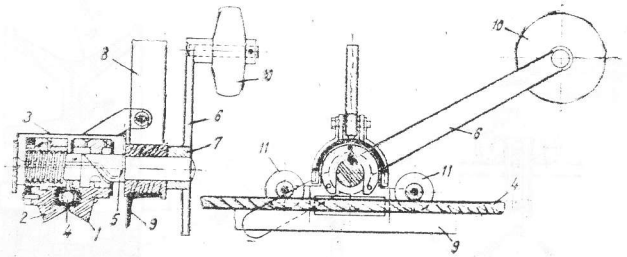


Fig. XXIV.267. Aparat de cuplare cu șurub.

mentară a cablului. În cazul că linia de transport este formată din mai multe instalații în serie, toate cablurile de tracțiune trebuie să aibă același diametru. Aceste dispozitive permit folosirea lor numai într-un sens de circulație.

La *dispozitivele de strîngere datorită greutății proprii* (fig. XXIV.269), falca *1* este fixată la corpul *2*, ce se leagă cu traversa trenului de rulare. Falca *3* este articulată la mijloc la corpul *2* în punctul *4*, iar cu capul inferior este legată mobil la capătul inferior al tijei *5*, de care se leagă rama vagonetului prin intermediul boltului *6*. Datorită greutății proprii *G* a vagonetului, ce se transmite prin falca *3*, articulația *4* și corpul *2* la trenul de rulare, falca *3* se rotește în jurul articulației, dînd naștere la forțele de strîngere *F*. În stația de decuplare, rolele *7*, montate pe axul *8*, fixat la tija *5*, rulează pe căile de rulare *9*. În acest caz, greutatea vagonetului este preluată de rolele *7*, prin intermediul axului *8* și al tijei *5*, care ridicîndu-se, dechide saboții de strîngere și eliberează cablul *10*.

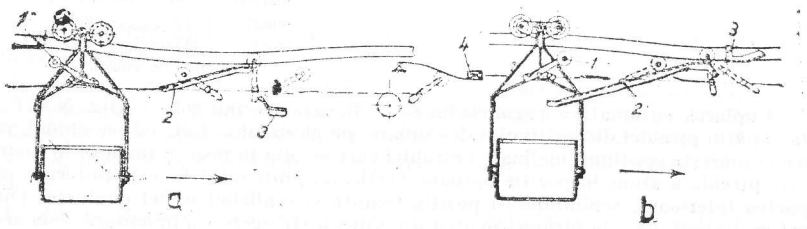


Fig. XXIV.268. Cuplarea (*a*) și decuplarea (*b*) automată a aparatelor cu șurub.

Dispozitivele de cuplare prin greutate proprie se utilizează pentru înclinări ale traseului de maximum 30° și un singur sens de circulație al vagonetelor. Cînd înclinarea traseului este mai mare de 30°, dar fără să depășească 40°, se folosesc dispozitive de cuplare prin șurub.



Cutia vagonetelor se execută din tablă de oțel cu grosimea de 4—6 mm, rezistentă la uzura de frecare. Ea se suspendă în așa fel încît centrul de greutate al cutiei pline să se afle deasupra și deplasat lateral cu 20—25 mm față de linia punctelor de suspendare. Cutia este ținută în poziție normală de transport cu ajutorul dispozitivului de siguranță, care este acționat de pîrghia *5* (v. fig. XXIV. 265). Răsturnarea vagonetului se

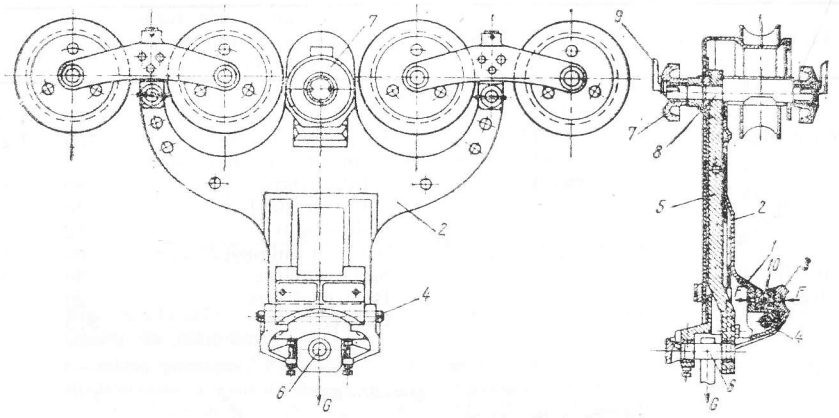


Fig. XXIV.269. Aparat de cuplare prin greutate proprie.

realizează prin acționare asupra pîrghiei *5*. Dispozitivul care acționează asupra pîrghiei poate fi suspendat pe cablul purtător, ceea ce dă posibilitatea răsturnării automate în orice punct pe traseu, cum este cazul la haldele de steril. Pentru revenirea cutiei în poziție normală după răsturnare, sub cutie se poate monta o contragreutate *6*.

*Cablul tractor* este format din toroane de construcție normală sau combinată cu cablare paralelă și are inimă de material fibros, impregnat cu unsoare. El se execută din sîrme mate cu rezistență la rupere de 1200—2100 N/mm$^2$.

Diametrul cablului nu este permis să fie mai mic de 15 mm, chiar dacă din calcul rezultă un diametru necesar mai mic.

Raportul minim între diametrul organelor de înfășurare și al cablului sau al sîrmei are valorile din tabelul XXIV. 55. Literatura de specialitate recomandă ca la alegerea raportului între diametrul $D$ al rolelor de ghidare și conducere în stații și diametrul $d_t$ al cablului tractor să se țină seama și de unghiul $\alpha$ de frîngere a cablului pe rola respectivă, după cum urmează : $D \geqslant 150$ mm pentru $\alpha \leqslant 5°$ ; $D \geqslant 25\, d_t$ pentru $\alpha = 5 \ldots 10$ ; $D \geqslant 40\, d_t$ pentru $\alpha = 10 \ldots 20°$ ; $D \geqslant 60\, d_t$ pentru $\alpha > 20°$.

Lungimea matisării cablului tractor trebuie să fie de cel puțin 1200 $d_t$ sau de 60 de ori pasul toronului.

*Cablurile purtătoare* au diametrul de 30—80 mm (fig. XXIV. 270). Forma Z a sîrmelor din stratul superior nu permite ieșirea capetelor sîrmelor în afară în cazul cînd se rup. Mufele de îmbinare (fig. XXIV. 270) sînt compuse din două jumătăți de mufă *1* și un șurub de legătură *2*, care are filet dreapta-stînga. Pentru asigurarea împotriva deșurubării libere, se aplică un cui de siguranță cu diametrul de 6—8 mm. Suprafața interioară a conului în care se introduce capul cablului se prelucrează cu rugozitate mare

*Tabelul XXIV.55*

**Raportul minim admis între diametrul $D$ al şaibelor, rolelor şi altor organe de înfăşurare şi diametrul cablului $d_t$ sau al sîrmei $d_s$, conform precripţiilor R 12—82 ale I.S.C.I.R.**

| Tipul instalaţiei | Felul cablului | Felul organelor de înfăşurare şi conducere a cablului | $D/d_t$ | $D/d_s$ |
|---|---|---|---|---|
| Telefric bicablu | Purtător construcţie închisă | Şanţ cu rulouri | 100 | 1 000 |
| | | Şaibe de deviere | 130 | 1 200 |
| | Tractor cu şase toroane | Şaibe de antrenare sau întoarcere | 80 | 800 |
| | | Şaibe de deviere | 40 | 800 |
| | | Role piloni | 12 | — |
| | De întindere | Şanţ cu rulouri | 60 | 800 |
| Toate tipurile de teleferice | | Şaibe deviere | 30 | 500 |
| | | Role egalizare | 20 | — |
| | | Ocheţi | 3,5 | — |

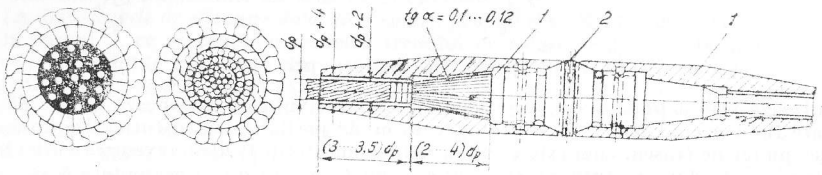



Fig. XXIV.270. Construcţia cablului purtător şi a îmbinării prin mufe de legătură.

şi se cositoreşte. Capetele cablului se introduc în cele două jumătăţi ale manşonului, în care se fixează cu compoziţie ce conţine zinc 85,5%, staniu 5,1%, antimoniu 10,95%, plumb 0,1%, cupru 0,35% care are temperatura de topire de circa 400°C. Înainte de a turna compoziţia, se presară colofoniu în interiorul manşonului. Locul manşonării trebuie să fie la o distanţă de cel puţin 15—20 m de saboţii pilonilor, pentru a evita posibilitatea ajungerii lor pe aceştia.

Sîrmele rupte la suprafaţa cablurilor purtătoare se fixează cu manşoane de protecţie.

Întinderea cablurilor purtătoare se face legînd fix unul din capete (de obicei cel superior) prin ancorare, de cele mai multe ori la un bloc de beton, iar celălalt (de obicei cel inferior) legînd o greutate. La capătul la care se află greutatea, capul terminal al cablului purtător este format dintr-un cablu flexibil care are şapte inimi şi trebuie să aibă coeficientul de siguranţă mai mare de 5,5 şi să fie antigiratorii.

Întrucît eforturile ce apar în cablul purtător pe traseul acestuia se recomandă să nu depăşească 25% din efortul necesar, în cazul lungimilor mari trebuie să se prevadă staţii de traseu de întindere şi ancorare la intervale de 1—2 km. Aceste staţii de traseu pot fi de trei feluri : 1) numai de întindere (fig. XXIV. 271), cînd capetele cablurilor din



ambele părţi au greutăţi ; 2) numai de ancorare ; 3) mixte, cînd capetele cablurilor dintr-o parte se ancorează, iar celelalte au greutăţi de întindere. Locul de amplasare a staţiilor de traseu de ancorare se alege de obicei în punctele unde cablul are devieri mari convexe în planul vertical (frînger), datorită configuraţiei terenului (culmi sau ridicături).

Cablurile purtătoare se ung la intervale de 30—40 zile cu ajutorul unui vagonet special.

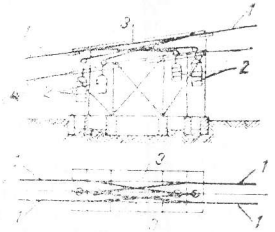



Fig. XXIV.271. Staţie de traseu de întindere :

*1* — cabluri purtătoare ; *2* — greutăţi de întindere ; *3* — şine de rulare ; *4* — cablu tractor.

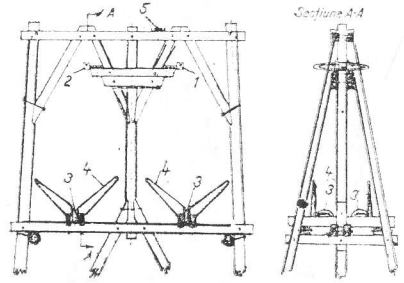



Fig. XXIV.272. Capul unui pilon de lemn :

*1* — sabot partea plină ; *2* — sabot partea goală ; *3* — rolă pentru cablu tractor ; *4* — fier de ghidaj ; *5* — şurub ajutător sabot.

*Pilonii* au înălţimi de 8—12 m, distanţa între ei fiind de 100—150 m. În cazul reliefului muntos foarte accidentat, pilonii ajung să aibă înălţimi pînă la 100 m, iar distanţa între ei ajunge, în cazuri excepţionale, pînă la 1000—1200 m. Înălţimea minimă admisă a pilonilor este de 4 m.

Pilonii din lemn (fig. XXIV. 272) au de obicei înălţime pînă la circa 20—25 m, iar în cazul pilonilor de haldă, chiar mai mari (40 m) ; se folosesc în cazul funicularelor cu capacitate redusă şi durată mică de funcţionare (5—10 ani). Prezintă avantajul că se confecţionează uşor şi se recomandă îndeosebi în cazul cînd materialul lemnos se află în apropierea sau chiar în locul unde trebuie construit.

Pilonii din oţel (fig. XXIV. 273 ) se montează din tronsoane tipizate, au înălţimi între 5 şi 25 m (care cresc din 2 în 2 m), pot fi folosiţi pentru ecartamente de 2,5 ; 3,0 ; 3,5 m şi sînt de trei categorii din punctul de vedere al sarcinii ce o pot prelua (uşori, medii şi grei). Stîlpii uşori, medii şi grei sînt proiectaţi pentru următoarele sarcini statice date de cabluri şi vagonete de papuc : pe ramura plină 40 ; 80 şi 120 kN, iar pe ramura goală 26 ; 52 şi 78 kN.

Se folosesc şi piloni de construcţie mixtă, la care corpul este din lemn, iar capul din metal. Capetele de metal prezintă avantajul că menţin distanţele între părţile mecanice ale stîlpului la valori constante, în timp ce capetele din lemn au deformări datorită umflării şi contractării lemnului. Astfel de stîlpi se folosesc îndeosebi la halde, cînd la anumite perioade de timp se mută traseul funicularului sau cînd corpul stîlpului rămîne îngropat în steril.

Saboţii pentru susţinerea cablurilor purtătoare sînt oscilanţi şi pot fi cu sau fără role (fig. XXIV. 274). Cuzinetul saboţilor este din oţel, iar corpul de susţinere, din fontă. Sabotul trebuie să fie suficient de lung, pentru ca la încărcarea cu sarcina maximă,

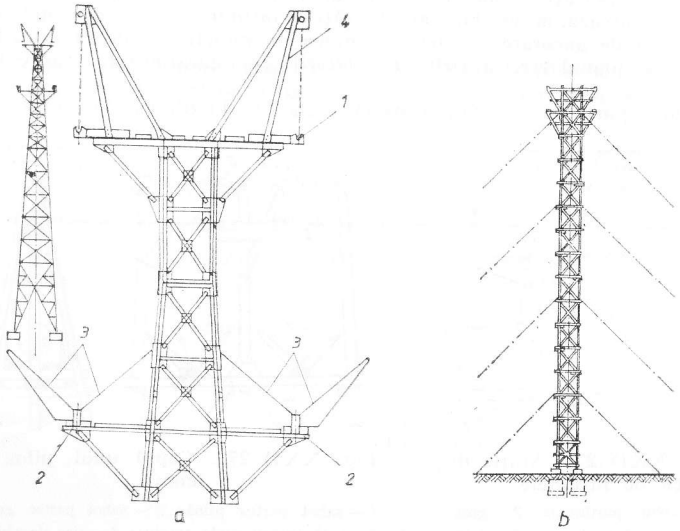



Fig. XXIV.273. Piloni metalici :

*a* — pilon piramidal; *b* — pilon turn; *1* — saboți de susținere a cablurilor purtătoare; *2* — role pentru cablul tractor; *3* — ghidaje pentru cablul tractor; *4* — console pentru montarea cablurilor.

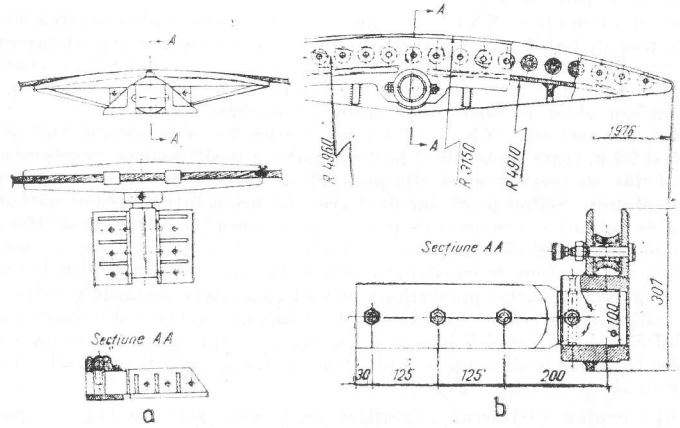



Fig. XXIV.274. Saboți oscilanți :

*a* — fără role; *b* — cu role.



cablul să nu vină în contact cu capetele sabotului. În același timp pentru a evita ieșirea cablului purtător de pe sabot, presiunea maximă de contact trebuie să nu depășească 300 N/cm² (calculată pentru 0,5 din diametrul cablului și pe 70% din lungimea sabotului), iar cea minimă trebuie să fie cu cel puțin 50% mai mare decît forța unui vînt ascendent cu intensitate de 400 N/m², care tinde să ridice cablul de pe sabot. Raza de curbură a sabotului trebuie să fie de cel puțin 125 $d_t$($d_t$ fiind diametrul cablului), însă nu mai mică de 2,5 m. Raza de curbură $R$[m] se verifică și în funcție de viteza de transport, cu expresia : $R \geqslant 0{,}5\ v^2$ (unde $v$ este în m/s). Diametrul canalului trebuie să fie cu 1—2 mm mai mare decît diametrul cablului.

Pentru a reduce uzura cablului, canalul saboților se căptușește cu bronz sau cu alte materiale similare. Cînd saboții au role, forța maximă a cablului pe o rolă nu trebuie să depășească 2000 N (cînd vagonetul nu calcă pe rolă).

Distanța dintre saboții unui pilon, respectiv între cablurile purtătoare, se numește *ecartament* și este 2,5—3,5 m, în funcție de dimensionarea cupelor și de distanța dintre piloni, urmărindu-se evitarea posibilității agățării între ele a vagonetelor de pe cele două ramuri. Aceste agățări pot avea loc datorită oscilațiilor transversale ale cablurilor și vagonetelor, care au loc cînd bate vîntul. Se consideră că înclinarea maximă a vagonetelor, atît transversală cît și longitudinală, în timpul oscilațiilor poate fi de 8°. De această condiție trebuie ținut seama și la asigurarea spațiului liber de trecere a vagonetelor la piloni.

Pentru a evita săgețile mari ale cablului tractor cînd distanța între vagonete este mare, pe stîlp se montează role pentru susținerea și conducerea cablului tractor. Aceste role se recomandă să aibă diametrul de cel puțin 12 ori diametrul cablului, iar la deschideri mari să fie de 500 mm. Pe ambele părți ale fiecărei role se montează cadre metalice (mustăți) de ghidare a cablului.

Pentru ridicarea și coborîrea rapidă a cablurilor purtătoare, fie cînd acestea se montează, fie cînd se schimbă saboții, se prevăd console speciale deasupra capului stîlpului, la care se agață macarale cu lanț. Aceste console pot fi fixe, rabatabile sau demontabile.

Pilonii trebuie să aibă căi de acces montate la minimum 1,5 m de sol. Pilonii cu înălțimi mai mari de 18 m trebuie să aibă scări cu paliere de odihnă, montate la distanțe de cel puțin 10 m.

Calculul pilonilor se face în funcție de forțele care acționează asupra lor, care sînt de trei feluri :

— forțe datorită greutății proprii a pilonului ;

— forțe transmise de cablu asupra pilonului, care se datoresc : greutății proprii a cablului purtător, a vagonetelor, precum și a zăpezii și a chiciurii ce se depun pe cabluri ; greutății cablurilor de tracțiune ; tensiunilor în cablul purtător, datorită unghiurilor de deviere ; frecării pe saboți a cablurilor purtătoare ;

— forțe rezultate din acțiunea vîntului asupra pilonului și asupra cablurilor și vagonetelor de pe linie. Direcția vîntului se consideră orizontală, iar acțiunea lui asupra construcției se calculează stabilind presiunea unitară $p_v$, conform STAS 10 101/20-78.

Sarcinile transmise de cabluri și vagonete se iau în calcul cu acțiunea dinamică a lor. Calculul se face și pentru ipoteza cînd cablul purtător de pe o ramură este tensionat normal, iar cealaltă ramură este fără cablu purtător. Valoarea minimă a coeficienților de siguranță pentru elementele pilonilor este de 3, cînd instalația este în funcțiune, și de 2,2 cînd este în repaus. Pentru fundație, coeficientul de siguranță la alunecare, răsturnare și smulgere este de minimum 1,5.

*Acționarea instalațiilor de funicular și întinderea cablului tractor.* Roțile de acționare se căptușesc cu materiale plastice de fricțiune. Schema de înfășurare depinde de

numărul roților motoare și de amplasarea dispozitivului de întindere (fig. XXIV. 275 și fig. XXIV. 276). În cazul acționărilor cu două roți motoare se folosesc reductoare cu diferențial simetric (fig. XXIV. 277) sau asimetric.

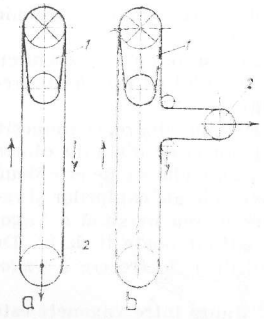



Fig. XXIV.275. Modul de amplasare a acționării și dispozitivului de întindere :

*1* — acționarea ; *2* — dispozitivul de întindere.

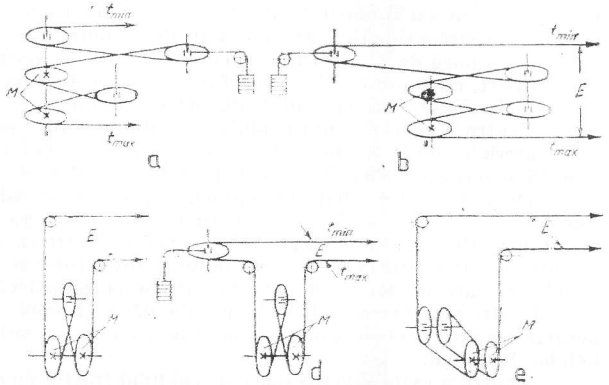



Fig. XXIV.276. Scheme de amplasare a roților dispozitivului de acționare :

*a* și *b* — cu axul roților motoare *M* vertical ; *c*, *d* și *e* — cu axul roților motoare *M* orizontal ; *E* — ecartament.

Troliile de acționare trebuie să aibă, în afara vitezei normale de transport, încă o viteză de 0,5—1,0 m/s, cu posibilități de reglare continuă, necesară reviziilor și întreținerii funicularului.

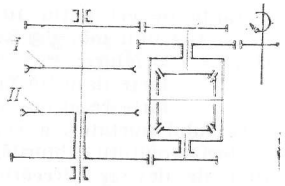



Fig. XXIV.277. Schema cinematică a unei acționări cu diferențial :

*I* și *II* — roțile de acționare.

Organele principale ale grupurilor de acționare se dimensionează la solicitarea statică cu un coeficient de siguranță minim de 5 față de rezistența la rupere a materialelor.

Troliile trebuie să aibă întotdeauna o frînă de manevră și una de siguranță.

La instalațiile de funicular automatoare trebuie să se prevadă sisteme de frînare care să consume surplusul de energie. Pentru aceasta, la instalațiile mici se folosesc frîne cu bandă sau cu saboți de lemn, iar la instalațiile mari, frîne regulatoare hidraulice sau aerodinamice.

La dispozitivul de întindere legătura între moleta de întoarcere și contragreutate se face cu cabluri flexibile antigiratorii (cu 7 inimi), care trebuie să aibă coeficient de siguranță de cel puțin 5,5.



*Stațiile de încărcare și descărcare* sînt dispuse la capetele telefericului, unde se află și acționarea și întinderea cablului tractor, precum și ancorarea și întinderea cablului purtător (fig. XXIV. 278). Circuitele stațiilor de descărcare (fig. XXIV. 279) sînt analoage cu cele de încărcare, caracterizîndu-se numai prin faptul că au lungime mai mică, deoarece descărcarea vagonetelor se face din mers, fără să fie reținute în stație.

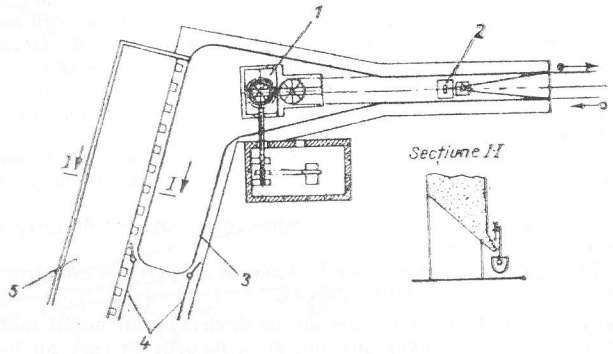



Fig. XXIV.278. Schema unei stații de încărcare și acționare :

*1* — acționarea ; *2* — ancorarea cablurilor purtătoare ; *3* — șina circuitului stației ; *4* — șine pentru scoaterea și introducerea vagonetelor în circuit ; *5* — siloz.

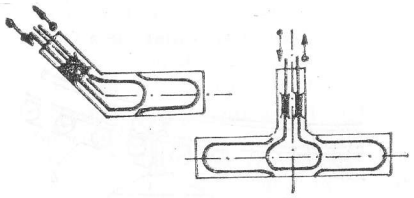


Fig. XXIV.279. Circuite de stații de descărcare.

Atît la instalațiile de încărcare, cît mai ales la cele de descărcare, șinele de rulare ale circuitului au o anumită pantă, pentru a asigura deplasarea auto-motoare a vagonetelor. Unghiul maxim admisibil la intrarea și ieșirea cablurilor purtătoare din stațiile de cuplare și decuplare a vagonetelor trebuie să nu depășească 30° pentru vagonete cu dispozitive de cuplare prin șurub. La intrarea în podurile de cuplare, șina va avea o pantă de cel puțin 10%. Pentru ca vagonetele să se poată împinge ușor, atunci cînd este necesară deplasarea lor manuală, înălțimea de la podea la partea superioară a cutiei trebuie să fie de 1—1,3 m. La intrarea în podurile de cuplare și la ieșirea din podurile de decuplare, șina de rulare trebuie să fie în continuarea aliniamentului, pe o distanță de cel puțin 1,5 ori lățimea cadrului vagonetului, însă nu mai mică de 2 m.

Raza minimă de curbură în plan orizontal a șinelor se recomandă să fie de 2,5 m pentru vagonete cu două roți, de 3 m pentru vagonetele cu patru roți și de 5 m la intrarea în podurile de cuplare și la ieșirea din cele de decuplare. Raza de racordare în plan vertical a șinelor de rulare cu cablurile purtătoare nu trebuie să fie mai mică de 25 m. Stațiile de descărcare se construiesc la înălțimi corespunzătoare deasupra solului, pentru a permite amenajarea unui siloz sau de pîlnii de primire în care descarcă vagonetele.

Stațiile de descărcare pot fi și cu funcționare automată. În aceste stații, vagonetul circulă pe șinele de rulare tractat de cablul tractor, de care nu se decuplează și cu care trece împreună în jurul moletei de întoarcere a stației finale. Deasupra silozului, vagonetul se descarcă automat prin deszăvorire. Dispozitivul de deszăvorire se poate muta de la un loc la altul deasupra silozurilor. Diametrul roților de întoarcere automată, cînd viteza nu depășește 1 m/s, trebuie să fie de minimum 5 m, cînd vagonetele au patru roți, și de 4 m, cînd acestea au două roți.

La stațiile de încărcare automate este necesară introducerea într-un circuit comun de automatizare a comenzilor gurilor de siloz, cu mișcarea vagonetelor și cu indicatoarele nivelului materialului din siloz.

La ieșirea din stațiile de încărcare se prevăd dispozitive de înregistrare a numărului vagonetului ce trece prin stație.

Spațiul liber pentru circulație de la vagonet la peretele construcției trebuie să fie de minimum 1 m pentru vehicule ghidate.

*Stații de traseu.* În locurile în care au loc devieri cu un unghi mare în plan vertical (atît convexe, cît și concave), precum și în locurile în care au loc devieri laterale în planul orizontal al traseului telefericului, se construiesc stații de traseu speciale. Aceste stații reprezintă întotdeauna și puncte de joncțiune a cablurilor purtătoare, ale căror capete fie că se ancorează, fie că se întind cu contragreutate, iar în interiorul stației vagonetele circulă pe șine de rulare de racordare. Devieri în plan vertical convexe și concave se întîlnesc frecvent și la intrarea și la ieșirea din stațiile finale de capăt.

Stațiile convexe (fig. XXIV. 280) se construiesc în punctele în care, dacă ar fi piloni, presiunea exercitată de cablul purtător fără vagonete asupra sabotului pilonului ar depăși 300 N/cm², iar stațiile concave (fig. XXIV. 281) cînd sarcina cu care ar apăsa cablul purtător fără vagonete asupra sabotului pilonului ar fi mai mică de 800 N.

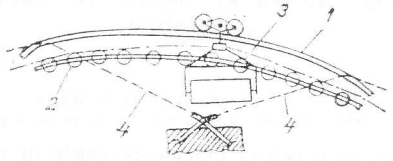



Fig. XXIV.280. Stație convexă de traseu :

*1* — șină de rulare; *2* — baterie de role; *3* — cablul tractor; *4* — cablul purtător.

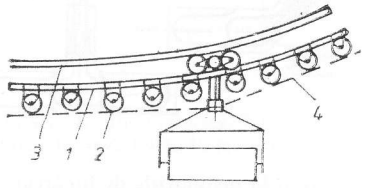



Fig. XXIV.281. Schema unei stații concave de traseu :

*1* — șină de rulare; *2* — role de ghidare; *3* — șină de apăsare; *4* — cablu tractor.

În aceste stații, raza minimă de racordare este de 25 m, iar rolele folosite sînt montate pe rulmenți și au diametrul de 120—180 mm pentru stațiile concave și 200—300 mm pentru stațiile convexe.



Stațiile unghiulare de deviere în planul orizontal se împart în două grupe : 1) cînd stația unghiulară reprezintă și stație de acționare sau întindere a cablului tractor, respectiv cînd se află la joncțiunea a două instalații de funicular (fig. XXIV. 282) și 2) cînd în stație intră și iese unul și același cablu tractor, care în interiorul stației se deplasează pe o baterie de role de ghidare (fig. XXIV. 283).

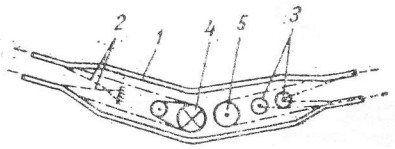



Fig. XXIV.282. Stație de unghi, combinată cu acționare :

*1* — șine de rulare; *2* — ancorare cabluri purtătoare; *3* — sistem de întindere a cablurilor purtătoare; *4* — cap de acționare; *5* — cap de întoarcere.

Stațiile unghiulare din grupa a doua pot fi cu decuplarea și cuplarea vagonetelor de la cablul tractor sau fără decuplarea vagonetelor (fig. XXIV. 283).

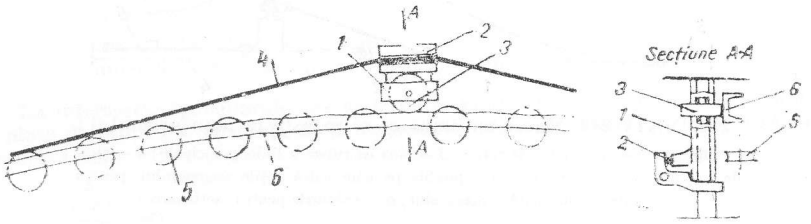



Fig. XXIV.283. Schema trecerii vagonetelor nedecuplate printr-o stație de unghi automată :

*1* — tija de suspendare a dispozitivului de rulare a vagonetului; *2* — aparat de cuplare; *3* — rolă cu axul vertical, montată în tija de suspendare; *4* — cablu tractor; *5* — role de ghidare a cablului tractor; *6* — glisieră pe care rulează role *3*.

Atît în stațiile de traseu, cît și în stațiile finale, se întîlnesc bifurcări ale alimentatoarelor (șinelor de rulare) sau racordări într-una singură. Rotirea limbii macazului se poate realiza în plan orizontal (fig. XXIV. 284) sau în plan vertical (fig. XXIV. 285).

**Stabilirea traseului și calculul telefericelor.** La alegerea traseului instalațiior de funicular trebuie ținut seama de următoarele condiții principale : 1) construcția instalației de funicular să se execute și să se exploateze cît mai ușor și ieftin, în care scop este necesar să nu existe deschideri prea mari între piloni, să nu necesite piloni cu înălțime foarte mare, să necesite un număr cît mai mic de stații intermediare (îndeosebi să se urmărească evitarea stațiilor unghiulare), iar în locul stațiilor de încărcare și descărcare să permită executarea lor ușoară și aducerea și expedierea ușoară a materialului din aceste stații ; 2) să nu se traverseze construcții cu caracter permanent și să se evite cît mai mult traversarea căilor magistrale de comunicație, construcțiilor industriale și punctelor locuite, iar unghiul de intersecție în plan orizontal al axei telefericului cu căile de comunicații să fie de minimum 30° ; 3) în cazul funicularelor de haldă, să se asigure un volum cît mai mare pentru haldă.

După ce s-a stabilit poziția stațiilor de încărcare și descărcare, se trece la fixarea traseului. Conducerea în plan a traseului este de dorit să fie o linie dreaptă,

care unește cele două puncte finale. Trebuie să se examineze dacă pe traseu nu sînt culmi înalte, care ar necesita stații de unghi pentru ocolirea lor.

În continuare se stabilesc punctele obligatorii, cu piloni sau stații de linie, în care cablul purtător schimbă unghiul de înclinare în plan vertical și trebuie să treacă la o înălțime minimă față de sol (fig. XXIV. 286). Unind punctele de pornire, prin linii

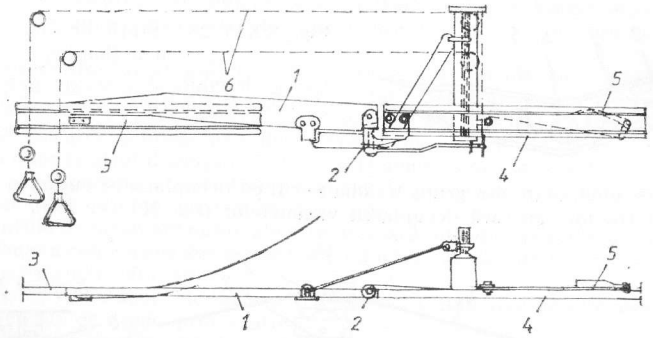



Fig. XXIV.284. Macaz cu limbă ce se rotește în plan orizontal :
*1* — limba ; *2* — articulația de rotire ; *3* — șina de rulare a liniei principale ; *4* — șina de rulare a liniei secundare ; *5* — pîrghia pe care calcă roțile vagonetului pentru închiderea automată a macazului ; *6* — cablurile pentru acționare.

drepte, cu aceste puncte obligatorii (punctele *1*, *2*, *3* și *4*), se va forma o linie poligonală în plan vertical. Traseul liniei trebuie să evolueze după această linie. Unghiul de frîngere a cablului purtător pe un sabot în plan orizontal (din cauza necoliniarității pilonilor sau saboților) nu se admite să fie mai mare de 20′, cu condiția asigurării stabilității cablului pe saboți. Literatura de specialitate arată că în cazul deschiderilor mai mari de 100 m, unghiul de frîngere în plan orizontal poate ajunge pînă la 1°.

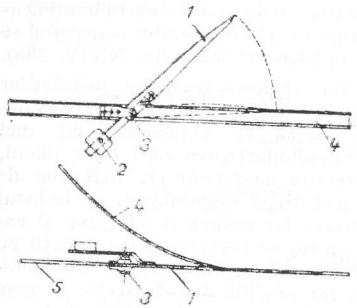



Fig. XXIV.285. Macaz basculant :
*1* — limba ; *2* — greutatea ; *3* — articulația ; *4* — șina de rulare a liniei principale ; *5* — șina de rulare a liniei secundare .

Pentru a avea o orientare asupra modului de repartizare a pilonilor, se trasează parabole între punctele obligatorii ale traseului. În felul acesta se obțin indicații asupra modului în care trebuie așezați pilonii (punctele *1′*, *2′*, *3′* și *4′*), astfel încît deschiderile



între punctele de sprijin (piloni și stații de traseu) să nu fie prea mari, iar înălțimea de la cablurile purtătoare la sol să asigure înălțimea minimă liberă sub vagonete. Înălțimea minimă liberă de sub vagonete (care trebuie luată pentru cazul cînd cutia vagonetului este răsturnată și cînd cablul purtător are săgeata maximă) este de 2,5 m, iar cînd accesul este interzis, de 1 m.

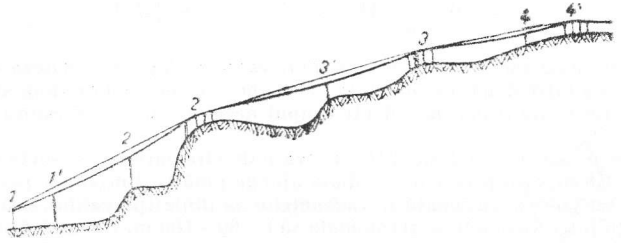
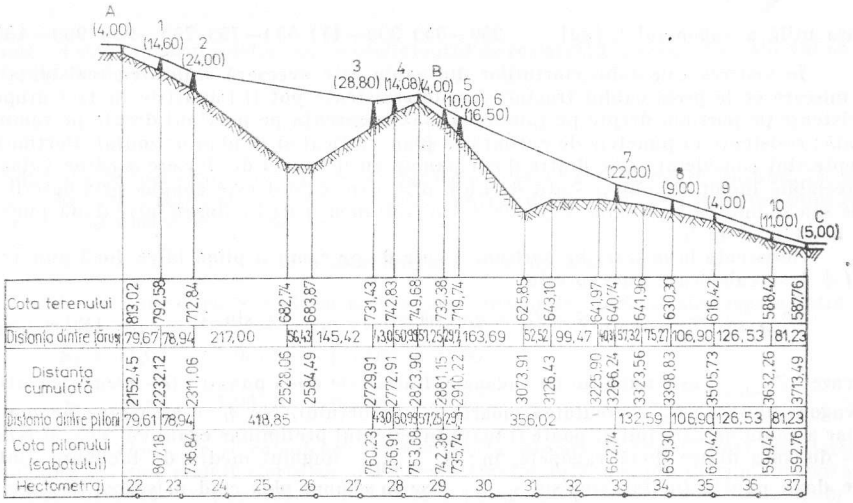



Fig. XXIV.286. Profilul unei instalații de funicular la care punctele *1*, *2*, *3* și *4* au obligatoriu pilon sau stații de traseu.

La intersecția funicularului cu căile de comunicație terestre se cere instalarea unor plase de protecție. Distanța de la vagonet la plasa de protecție trebuie să fie de minimum 1 m.




| | | |

Calculul instalațiilor de funicular constă în stabilirea capacității de transport, diametrului cablului tractor și al cablului purtător, puterii necesare de acționare și forței de întindere.

Capacitatea de transport $Q$ a unei instalații de funicular se determină cu formula :

$$Q = 3{,}6\ \frac{Mv}{a}\ [\text{t/h}]\ ;\quad Q = \frac{3{,}6\ M}{t}\ [\text{t/h}],$$

în care : $M$ este masa încărcăturii utile a unui vagonet, kg ; $v$ — viteza de transport, m/s ; $a$ — distanța între două vagonete, m ; $t = a/v$ — intervalul de timp al sosirii vagonetelor și care nu poate fi mai mic decît timpul necesar cuplării acestora de cablul de tracțiune.

Conform prescripțiilor I.S.C.I.R., viteza $v$ de circulație a vagonetelor nu trebuie să depășească 1,8 m/s (în practica mondială ajunge pînă la 3 m/s), iar pentru funicularele de haldă cu golirea automată a vagonetelor pe linie (pe cablu), 1,5 m/s.

Distanța între vagonete se recomandă să fie 60—100 m. Această distanță minimă este limitată de intervalul la care intră vagonetele în stațiile de încărcare, pentru care se recomandă $t = 30 \ldots 50$ s și să nu scadă sub 25 s. Intervalele sub 30 s se admit numai dacă este mecanizată cel puțin descărcarea vagonetelor.

Alegerea capacității vagonetelor se recomandă să se facă după cum urmează :

| Capacitatea de transport a instalației, [t/h] | 10—25 | 20—50 | 50—80 | 80—100 | 100—150 |
|---|---|---|---|---|---|
| Masa utilă a vagonetului, [kg] | 250—300 | 300—450 | 500—750 | 750—900 | 900—1300 |

În vederea calculului eforturilor din cablu este necesară stabilirea rezistențelor la mișcare ce le preia cablul tractor. Aceste rezistențe pot fi împărțite în trei grupe : rezistențe pe porțiuni drepte pe ramura plină ; rezistența pe porțiuni drepte pe ramura goală ; rezistențe în punctele de curbură în plan vertical și în plan orizontal. Porțiunile drepte sînt considerate cele dintre două puncte cu unghiuri de deviere a căror valoare apreciabilă impun de obicei stații de linie prin care cablul este condus prin baterii de role sau se înfășoară pe șaibe de deviere. Unghiul mediu de înclinare între două puncte de acest fel este $\beta$.

Rezistența la mișcare pe porțiuni drepte de pe ramura plină între două puncte $i$ și $i+1$ se calculează cu expresia :

$$F'_{i-(i+1)} = Z_{i-(i+1)}(G + G_0 + q_t a)\,(w \cos \beta_{i-(i+1)} \pm \sin \beta_{i-(i+1)})\quad [\text{N}],$$

în care : $Z_{i-(i+1)}$ este numărul de vagonete dintre cele două puncte ; $G$ — greutatea utilă a vagonetului, N ; $G_0$ — greutatea moartă a vagonetului, N ; $q_t$ — greutatea pe metru liniar a cablului, care inițial poate fi luată în calculul preliminar egală cu 20—30 N/m ; $a$ — distanța dintre două vagonete, m ; $\beta_{i-(i+1)}$ — unghiul mediu de înclinare dintre cele două puncte (în fața lui sin $\beta_{i-(i+1)}$ se ia semnul plus cînd mișcarea se face în sus, și minus cînd mișcarea se face în jos) ; $w = 0{,}006$ — rezistența specifică la mișcarea vagonetelor pe cabluri de construcție închisă.

Rezistențele la mișcare pe porțiuni drepte de pe ramura goală între două puncte $i$ și $i+1$ se calculează cu expresia :

$$F''_{i-(i+1)} = Z_{i-(i+1)}(G_0 + q_t a)\,(w \cos \beta_{i-(i+1)} \mp \sin \beta_{i-(i+1)})\quad [\text{N}].$$



Rezistențele la mișcare în punctele de curbură ale cablului în plan vertical sau în plan orizontal se calculează după cum urmează :

a) cînd devierea se face cu o baterie de role (fig. XXIV. 288), relația dintre $S_i$ și $S_d$ este următoarea :

$$S_d = S_i(1 + w_r n)\quad [\text{N}],$$

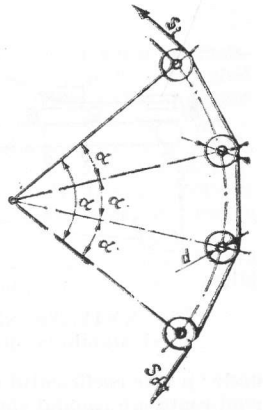



Fig. XXIV.288. Schema înfășurării cablului pe role.

unde : $n$ este numărul rolelor ; $w_r$ — coeficientul de rezistență la mișcare a cablului pe rolele de deviere :

$$w_r = \frac{2\mu' d}{D_r} \sin \frac{\alpha'}{2}\ ,$$

unde : $\mu'$ este coeficientul de frecare din lagărele rolelor ; $d$ — diametrul fusului, în mm ; $D_r$ — diametrul rolei, în mm ; $\alpha'$ — unghiul central de deviere corespunzător unei role, care se calculează cu expresia :

$$\alpha' = \frac{\alpha}{n-1}\ ,$$ în care $\alpha$ este unghiul total de deviere ;

b) cînd devierea se realizează cu molete, tensiunile $S_i$ și $S_d$ sînt legate între ele prin relația :

$S_d = (1{,}04 \ldots 1{,}05)\ S_i$ — pentru $\alpha > 90°$ ;

$S_d = (1{,}03 \ldots 1{,}04)\ S_i$ — pentru $\alpha < 90°$.

Cunoscînd cum se calculează rezistențele la mișcare pe traseul unei instalații de funicular, se pot stabili eforturile din cablul tractor prin metoda de puncte luate pe contur, începînd din punctul de desfășurare de pe roțile de acționare, după cum urmează (fig. XXIV. 289) :

$S_1$ = necunoscută
$S_2 = S_1 + F_{1-2}$
$S_3 = S_2 + F_{2-3}$
$S_n = S_{n-1} + F_{(n-1)-n} = f(S_1)$

Pentru a asigura transmiterea prin frecare a forței de tracțiune de la roata motoare la cablu, este necesară realizarea condiției :

$$S_n \leq \frac{1}{k} S_1 e^{\mu\theta},$$

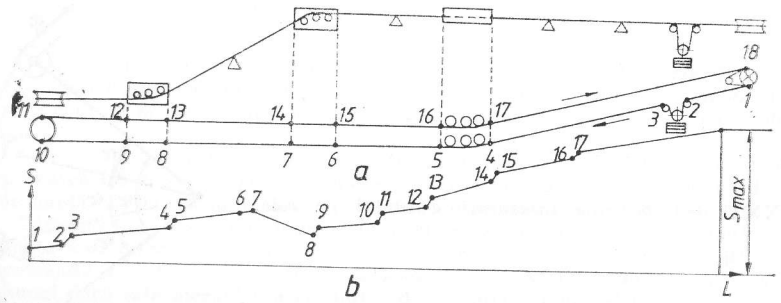



Fig. XXIV.289. Stabilirea punctelor pe contur (*a*) în vederea calculului și stabilirea diagramei (*b*) a eforturilor în cablul tractor.

unde : $\mu$ este coeficientul de frecare a cablului pe roata motoare, care are valoarea 0,35 cînd roata are canalul căptușit cu materiale plastice de frictiune ; $\theta$ — unghiul de înfășurare a cablului pe roțile motoare ; $k = 1{,}2 \ldots 1{,}3$ — coeficientul de rezervă a forței de frecare, care ține seama și de forțele dinamice.

Cele două expresii ale lui $S_n$ formează un sistem de două ecuații cu două necunoscute, pe care rezolvîndu-l se obțin valorile lui $S_1$ și $S_n$.

Cunoscînd valoarea lui $S_1$ se calculează eforturile din cablu în toate punctele de pe contur, pentru a se vedea dacă nu sînt puncte pentru care rezultă valori negative. În acest caz se reface calculul pornind în ambele părți din punctul pentru care a rezultat valoarea negativă, adoptîndu-se în prealabil un efort minim în acest punct, care pentru a evita săgețile mari ce le face între vagonete se recomandă să fie (500...800) $q_t$.

Pentru a avea o claritate mai bună asupra variației eforturilor din cablul tractor, se întocmește diagrama desfășurată a eforturilor, după cum se vede din fig. XXIV.289.

În funcție de efortul maxim $S_{max}$ se calculează rezistența la rupere necesară a cablului $S_r$, după care se alege cablul :

$$S_r = cS_{max} [\text{N}],$$

unde : $c = 5 \ldots 7$ este coeficientul de siguranță al cablului tractor, care crește cu durata de lucru pe an.

Greutatea de întindere $G_i$ pentru exemplul din fig. XXIV. 289 este :

$$G_i = S_2 + S_3 \qquad [\text{N}].$$

În același timp se recomandă ca $G_i$ să nu fie mai mică decît 800 $q_t$.

Puterea de acționare se determină în funcție de efortul de tracțiune $F_0 = S_i - S_d$ N], cu expresiile :

$$P = \frac{F_0 v}{1000\eta} \cdot k_1 \text{ [kW] în regim motor sau } P = \frac{|F_0| v\eta}{1000} \text{ [kW] în regim generator,}$$



unde : $\eta$ este randamentul transmisiei sistemului de acționare ; $k_1 = 1{,}2$ — coeficient ce ține seama de rezistențele suplimentare la trecerea vagonetelor peste saboții pilonilor, la intrarea și ieșirea vagonetelor din stații, la trecerea cablului tractor peste rolele de pe piloni etc.

Cablul tractor este solicitat la presiune, încovoiere și întindere, iar diametrul lui $d_p$ se calculează în prealabil cu următoarea formulă empirică :

$$d_p = K\sqrt{0{,}1\ kP_c} \qquad [\text{mm}],$$

în care : $K$ este coeficient care, pentru cazul cablurilor de construcție închisă cu rezistență la rupere de 1 200 N/mm², are valoarea $K = 1{,}1$ cînd $t = 50$ s și $K = 1{,}3$ cînd $t = 20$ s ; $k$ — coeficient ce depinde de numărul de roți ale vagonetului (pentru vagonete cu două roți $k = 1$, iar pentru vagonete cu patru roți $k = 0{,}6$) ; $P_c = G + G_0 + q_t a$ — sarcina totală cu care acționează trenul de rulare al vagonetului asupra cablului purtător, care este dată de greutatea vagonetului încărcat și al porțiunii de cablu tractor dintre două vagonete, N ; $G_0$ — este greutatea moartă a vagonetului, N ; $G$ — încărcătura utilă a vagonetului, care pentru ramura goală este zero, N ; $q_t$ — greutatea unui metru de cablu tractor, N/m ; $a$ — distanța între două vagonete, m.

Avînd diametrul $d_p$ se alege cablul care are o anumită sarcină de rupere totală de catalog $T_{rup}$, N, în funcție de care se calculează apoi tensiunea maximă admisibilă în cablu $T_{max}$, cu expresia :

$$T_{max} = \frac{0{,}9 T_{rup}}{c} [\text{N}],$$

în care : 0,9 este raportul între sarcina totală de rupere a cablului, indicată în STAS, și suma sarcinilor de rupere a sîrmelor luate fir cu fir ; $c \geq 3$ — coeficientul de siguranță al cablului.

Cunoscînd efortul maxim admisibil în cablul purtător, care are loc în punctul de cotă maximă (fig. XXIV. 290), (punctul *5* este de cotă maximă), se calculează greutatea de întindere $G_i$, cu expresia :

$$G_i = T_{max} - q_p h_{1-5} - F_f \quad [\text{N}],$$

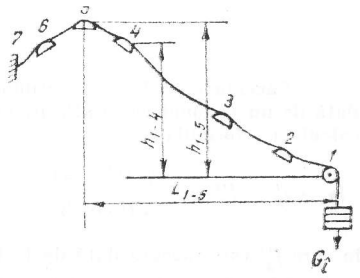



Fig. XXIV.290. Schema de determinare a greutății de întindere.

în care : $q_p$ este greutatea unui metru de cablu purtător, N/m $h_{1-5}$ — diferența de nivel între punctul *1* de întindere și punctul *5* de cotă maximă, m ;

$F_f = \left(\frac{G + G_0}{a} + q_p + q_t\right) L_{1-5} f$ sînt frecările pe saboți între punctele *1* și *5*, N, unde $L_{1-5}$ este distanța pe orizontală între punctele 1 și 5, iar f coeficientul de

frecare al cablului purtător pe saboți și are valorile : 0,15 pentru cabluri închise și 0,18 pentru cabluri deschise (pentru ramura goală $G = 0$).

După ce s-a stabilit greutatea de întindere $G_t$, se face calculul săgeții cablului purtător pentru deschiderile între piloni, în care se consideră că ar exista pericolul să nu fie respectată înălțimea minimă admisă de la sol la vagonet.

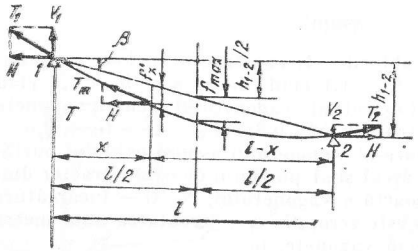



Fig. XXIV.291. Schema de determinare a săgeții cablului purtător.

Săgeata cablului purtător datorită greutății proprii (fig. XXIV. 291), în tr-un punct oarecare (la distanța $x$ de pilonul *1* din stînga), se determină cu expresia :

$$f' = \frac{q_p x(l-x)}{2H\cos\beta}\ [\text{m}], \quad \text{iar cînd } x = \frac{l}{2} \Rightarrow f'_{max} = \frac{q_p l^2}{8H\cos\beta}\ [\text{m}],$$

în care : $l$ este deschiderea pe orizontală între piloni, m ; $H$ — componenta orizontală a tensiunii din cablul purtător, care are aceeași valoare în orice punct al deschiderii, întrucît asupra cablului acționează numai forțe verticale. Practic, $H$ poate fi calculat cu expresia :

$$H \approx T_m \cos\beta \ \text{N},$$

în care :

$$T_m = \frac{T_1 + T_2}{2}\ [\text{N}].$$

Săgeata cablului sub acțiunea greutății proprii și a unei forțe concentrate $P_c$, dată de un vagonet ce se află pe deschidere și de către cablul de tracțiune, se poate calcula cu formula :

$$f_x = f'_x + f''_x = \frac{q_p x(l-x)}{2H\cos\beta} + \frac{x(l-x)\,P_c}{Hl} = \frac{x(l-x)}{2H}\left(\frac{q_p}{\cos\beta} + 2\frac{P_c}{l}\right)\ [\text{m}],$$

în care $f''_x$ este săgeata dată de forța concentrată $P_c$.

Săgeata maximă se obține cînd vagonetul se află la mijlocul deschiderii pentru $x = \frac{l}{2}$ :

$$f_{max} = \frac{q_p l^2}{8H\cos\beta} + \frac{P_c l}{4H} = \frac{l^2}{8H}\left(\frac{q_p}{\cos\beta} + 2\frac{P_c}{l}\right)[\text{m}].$$



În cazul cînd pe deschidere se află mai multe vagonete, situate la distanța $a$ [m] unul față de celălalt :

$$f_{max} = \frac{l^2}{8H\cos\beta}\left(q_p + \frac{P_c}{a}\right)[\text{m}].$$

În cazul în care pe deschiderea dintre doi stîlpi oarecare nu este satisfăcută condiția de săgeată maximă admisibilă, adică nu se respectă distanța minimă admisă de la sol la vagonete, se calculează tensiunea medie necesară în cablul purtător pentru îndeplinirea acestei condiții. Aceasta se face introducînd în expresiile lui $f_{max}$ valoarea maximă admisă a acestuia cu ajutorul cărora se calculează apoi componenta orizontală a tensiunii din cablul purtător, H, pe deschiderea respectivă. Avînd valoarea lui $H$, se calculează apoi valoarea tensiunii medii $T_{med}$ dintre pilonii respectivi, cu expresia :

$$T_{med} = \frac{H}{\cos\beta}\ [\text{N}].$$

După ce s-a calculat valoarea lui $T_{med}$, se calculează valoarea greutății de întindere $G_t$, necesar realizării lui $T_{med}$.

Astfel, de exemplu, dacă în cazul din fig. XXIV. 290 între pilonii *3* și *4* s-a calculat $T_{med3-4}$ din condiția de săgeată maximă admisă, se calculează apoi greutatea necesară de întindere cu expresia :

$$G_t = T_{med3-4} - q_p \cdot h_{1-3} + F_{f1-4} \qquad [\text{N}].$$

# XXV. AERAJ MINIER

Conf. dr. ing. **ZOE GONTEAN**
Dr. ing. **FLORICA BALTARETU**
Dr. ing. **ION MATEI**

# 1. AERUL DE MINĂ

## 1.1. COMPOZIȚIA AERULUI ATMOSFERIC

Aerul atmosferic normal este un amestec de gaze (azot, oxigen, bioxid de carbon, gaze inerte) în proporții bine determinate.

Compoziția aerului atmosferic este prezentată în tabelul XXV.1.

*Tabelul XXV.1*

**Compoziția aerului atmosferic uscat**

| Gazul | Simbolul | % de volum | % de masă |
|---|---|---|---|
| **Azot** | $N_2$ | 78,095 | 75,525 |
| **Oxigen** | $O_2$ | 20,939 | 23,140 |
| **Bioxid de carbon** | $CO_2$ | 0,031 | 0,047 |
| **Gaze inerte :** | | | |
| — **Argon** | Ar | 0,934 | |
| — **Neon** | Ne | $1,8 \cdot 10^{-3}$ | |
| — **Heliu** | He | $5 \cdot 10^{-4}$ | |
| — **Kripton** | Kr | $1 \cdot 10^{-4}$ | |
| — **Xenon** | Xe | $9 \cdot 10^{-5}$ | |

Pe lîngă componenții arătați mai sus, aerul atmosferic mai poate conține în proporții variabile o serie de alte gaze cum sînt : hidrocarburi, vapori de apă și particule de praf.

## 1.2. COMPOZIȚIA AERULUI DE MINĂ

Aerul atmosferic, circulînd prin rețeaua de lucrări miniere subterane, suferă o serie de transformări fizico-chimice și ca rezultat își schimbă atît compoziția cît și proprietățile fizice ; în ceea ce privește compoziția, scade conținutul în oxigen și crește conținutul în bioxid de carbon și azot (tabelul XXV.2), apar gaze noi, crește conținutul de praf silicogen, inert și exploziv (praful de cărbune).



*Tabelul XXV.2*

**Componenți gazoși ce pot apare în aerul de mină**

| | | |
|---|---|---|
| T O X I C I | NO<br>$NO_2$<br>$N_2O_3$<br>$N_2O_5$<br>$NH_3$<br>$SO_2$ | |
| | CO<br>$H_2S$ | E X P L O Z I V I |
| | $CH_4$ | |
| | $C_xH_y$ | |
| | $H_2$ | |
| RADIOACTIVI | Th<br>Rn | |

Din punct de vedere calitativ, pentru aerul de mină se disting două noțiuni : *aerul proaspăt* și *aerul viciat*.

Prin *aer proaspăt* se înțelege aerul care este introdus de la suprafață și condus la locurile de muncă, fără să sufere nici o modificare (sau numai modificări neglijabile) în ce privește compoziția.

Prin *aer vicial* se înțelege aerul care își schimbă compoziția.

*Cauzele care conduc la modificarea compoziției aerului în subteran* :

— procesele de oxidare lentă a cărbunilor, a lemnului de mină și a altor substanțe organice și anorganice ;
— focuri și incendii subterane ;
— explozii de metan și praf de cărbune ;
— lucrări de împușcare cu explozivi ;
— respirația oamenilor ;
— arderea lămpilor cu flacără deschisă ;
— funcționarea motoarelor cu ardere internă ;
— degajarea naturală a unor gaze din masiv și rocile înconjurătoare.

**Descrierea componenților aerului de mină.** Dintre componenții aerului de mină deosebim :

*Oxigenul* $O_2$. Gaz fără culoare, gust și miros, densitatea relativă în raport cu aerul 1,1053 kg/m³, componentul atmosferei indispensabil vieții omului și arderilor de orice fel. Este un element foarte activ, care se combină cu majoritatea elementelor, dînd naștere la fenomene de oxidare.

Principalii factori care contribuie la scăderea conținutului de oxigen în aerul atmosferic sînt : procesele de oxidare lentă a substanței minerale utile, focurile endogene, incendiile, exploziile, respirația oamenilor, emanațiile de gaze sufocante, toxice și explozive din zăcăminte etc.

Scăderea conținutului de oxigen sub 17% provoacă o respirație scurtă și palpitații, iar scăderea la 12% prezintă pericol de sufocare.

Determinarea conținutului de oxigen în aerul de mină se face cu lampa de siguranță cu benzină și interferometrul IGA, sau, în laborator, cu aparatul Orsat și interferometrul de laborator.

Concentrația minimă admisă în aerul de mină este de 19%.

*Azotul*, $N_2$. Gaz incolor, fără miros și gust, densitatea 0,96 kg/m³, nu întreține arderea și respirația oamenilor și micșorează explozivitatea metanului (de exemplu: dacă un amestec gazos este compus din 10% metan și 90% azot, acesta nu formează cu aerul amestec exploziv).

Creșterea conținutului de azot în aerul de mină este dată de descompunerile substanțelor organice, lucrări de împușcare cu explozivi, scăderea concentrației în oxigen și degajări naturale.

În mină azotul se găsește în proporție de 71—81%, în lucrările miniere curente fiind de 79%, iar în spațiile exploatate și în lucrările miniere închise se află în cantități mai mari.

*Bioxidul de carbon*, $CO_2$. Gaz fără culoare și miros, gust acru, slab acid, densitatea 1,52 kg/m³, nu arde și nu întreține arderea. În concentrație mare devine ușor otrăvitor:

— la 2% $CO_2$ ritmul respiratoriu crește cu 50%;
— la 5% $CO_2$ respirația mult accelerată, dureri de cap;
— la 10% $CO_2$ nu poate fi suportat decît cîteva minute;
— la 12% $CO_2$ provoacă stare de leșin;
— peste 15% $CO_2$ pericol mortal.

Apariția bioxidului de carbon în aerul de mină se datorește: proceselor de descompunere a unor roci, oxidării lente a cărbunilor, putrefacției materiilor organice, degajării din rocile înconjurătoare, lucrărilor cu explozivi, arderii lămpilor cu flacără deschisă și funcționării motoarelor cu ardere internă.

Determinarea conținutului de bioxid de carbon în aerul de mină se face cu interferometre, detectorul multigaz, analizorul de gaze „UNOR", iar în laborator cu aparatul Orsat și interferometrul de laborator.

Concentrația maximă admisă de $CO_2$ în aerul de mină este de 1%.

*Monoxidul de carbon*, CO. Gaz fără culoare, gust și miros, densitatea 0,96 kg/m³. Este inflamabil (arde cu flacără deschisă) și devine exploziv la conținuturi de 13—75% în aer, cu temperazura de aprindere a amestecului 630—810°C, explozia de intensitate maximă fiind la 30% CO în aer.

Monoxidul de carbon este un gaz foarte toxic, se combină ușor cu hemoglobina (Hb) din sînge, împiedicînd-o să-și îndeplinească funcția ei fiziologică de transport a oxigenului de la plămîni la țesuturile organismului. Hemoglobina are o afinitate de 200—300 ori mai mare față de monoxidul de carbon decît față de oxigen, formînd carboxi-hemoglobina (HbCO), care este un compus destul de stabil și scade capacitatea sîngelui de transport a oxigenului în organism.

$$Hb + O_2 \leftrightarrows Hb\,O_2 \qquad \text{oxi-hemoglobina} \qquad (a)$$

$$Hb + CO \leftrightarrows Hb\,CO \qquad \text{carboxi-hemoglobina} \qquad (b)$$

Afinitatea hemoglobinei pentru CO fiind mult mai mare decît pentru $O_2$, constanta reacției (b) este de 300 ori mai mare decît a reacției (a). În corpul uman începe să circule în loc de oxi-hemoglobina ($Hb\,O_2$), carboxi-hemoglobina (Hb CO), începe foamea de oxigen *anoxemia*, iar sîngele saturîndu-se cu CO provoacă moartea.



Reacția dintre $O_2$, CO și Hb este reversibilă.

$$Hb\,O_2 + CO \leftrightarrows Hb\,CO + O_2 \qquad (c)$$

adică CO înlocuiește $O_2$ din oxi-hemoglobină și invers surplusul de oxigen poate înlocui CO din carboxi-hemoglobină.

Efectul de intoxicare a organismului cu CO este în funcție de concentrația acestuia, timpul de expunere a omului și efortul depus de acesta, astfel:

— la 0,40—0,50% CO dureri de cap, confuzii, colaps și sincopă în caz de efort;
0,60—0,70% CO pierderea cunoștinței, oprirea respirației, moarte în caz de prelungire a perioadei de inspirație;
0,80% CO moarte rapidă;
peste 0,80% CO moarte imediată.

Apariția monoxidului de carbon în aerul de mină se datorește: focurilor subterane, exploziilor de metan și praf de cărbune, lucrărilor cu explozivi, funcționării motoarelor cu combustie internă, degajării naturale împreună cu alte gaze.

Determinarea conținutului de monoxid de carbon în aerul de mină se face cu detectorul multigaz, analizatorul de gaze „UNOR-1", detectoare automate, iar în laborator cu aparatul Orsat, colorimetrul și interferometrul de laborator.

Concentrația maximă admisă de CO în aerul de mină este de 0,004%.

*Oxizii de azot*. Azotul formează cu oxigenul un număr mare de compuși chimici: $N_2O$ (protoxid de azot), NO (monoxid de azot), $NO_2$ (bioxid de azot), $N_2O_4$ (tetraoxid de azot), $N_2O_3$ (trioxid de azot) și $N_2O_5$ (pentaoxid de azot).

Oxizii de azot sînt incolori, cu efect iritant asupra mucoaselor căilor respiratorii și sînt foarte toxici, cu excepția lui $N_2O$.

Cel mai toxic este $N_2O_4$ (tetraoxidul de azot) care are asupra organismului efecte fiziologice foarte grave.

Efectele periculoase ale oxizilor de azot se produc după 8—10 ore, efectele imediate manifestîndu-se prin iritații în gît, tuse, dureri de cap și iritația mucoaselor.

Determinarea oxizilor de azot în aerul de mină se face cu detectorul multigaz, iar în laborator cu colorimetrul.

Concentrația maximă admisă de oxizi de azot în aerul de mină este de 0,00048%.

*Hidrogenul sulfurat*, $H_2S$. Gaz fără culoare, cu miros caracteristic, neplăcut, densitatea 1,19 kg/m³.

Este un gaz inflamabil, iar la un conținut în aerul de mină de 4,5—45% formează amestec exploziv, cu temperatura de aprindere de 370°C.

Hidrogenul sulfurat este un gaz foarte toxic, efectul fiziologic asupra organismului fiind:

— la 0,05—0,07% $H_2S$ pericol după 30 min de expunere;
0,07—0,1% $H_2S$ intoxicare rapidă, pierderea cunoștinței și moartea;
0,1—0,2% $H_2S$ moartea în cîteva minute.

Apariția hidrogenului sulfurat în aerul de mină este dată de: descompunerea substanțelor organice, descompunerea piritei și a gipsului în cazul focurilor de mină, degajări din cărbune, degajări din minele de sulf sau sulfuri.

Determinarea conținutului de hidrogen sulfurat în aerul de mină se face cu detectorul multigaz, iar în laborator cu colorimetrul și interferometrul de laborator.

Concentrația maximă admisă de $H_2S$ în aerul de mină este de 0,00097%.

*Bioxidul de sulf*, $SO_2$. Gaz incolor, cu miros înecăcios caracteristic de sulf ars, densitatea 2,85 kg/m³.

Este un gaz foarte toxic, atacă puternic membranele mucoase, mai ales ale ochilor, chiar la concentrații de 0,005% în aer, cu formare de $H_2SO_3$ sau $H_2SO_4$. Devine periculos la 0,02, iar la 0,05% prezintă pericol mortal.

Bioxidul de sulf se formează în timpul incendiilor subterane și în urma exploziilor, în special în minele de sulf și pirite cuprifere bogate în sulf, datorită lucrărilor de împușcare și prin degajare naturală împreună cu metanul.

Determinarea conținutului de bioxid de sulf în aerul de mină se face cu detectorul multigaz, iar în laborator cu interferometrul de laborator.

Concentrația maximă admisă de $SO_2$ în aerul de mină este de 0,00052%.

*Metanul*, $CH_4$. Metanul chimic pur este un gaz incolor, fără miros și gust, datorită însă prezenței în gazul de mină a unor hidrocarburi aromatice și a urmelor de hidrogen sulfurat, acesta primește uneori un miros caracteristic asemănător celui de mere coapte. Densitatea metanului este de 0,554 kg/m³, de aceea se acumulează în subteran la tavanul lucrărilor miniere și în lucrările miniere înclinate.

Metanul arde cu o flacără puțin luminoasă, degajînd cantități mari de căldură (8600 kcal/m³ sau 13300 kcal/kg). Temperatura de aprindere a metanului este de 650—750°C.

Gazul metan care se degajă în minele de cărbuni nu este chimic pur, fiind însoțit în majoritatea cazurilor și de alte hidrocarburi (etan $C_2H_6$, propan $C_3H_8$, butan $C_4H_{10}$ etc.) precum și alte gaze ($CO_2$, $N_2$, $H_2$, $H_2S$, $SO_2$ și urme de CO).

Prezența gazului metan în lucrările miniere este periculoasă din două puncte de vedere:

— O acumulare în cantități mari poate provoca sărăcirea aerului în oxigen, atmosfera devenind asfixiantă, în acest caz conținutul de oxigen, $p$, calculîndu-se cu relația:

$$p = \frac{21(100 - x)}{100} \quad [\%] \tag{1.1}$$

în care $x$ este conținutul de metan, %.

— Gazul metan fiind un gaz combustibil, pericolul cel mai mare al acestuia îl constituie proprietatea sa de a forma cu aerul amestecuri explozive.

$$CH_4 + (2O_2 + 8N_2) = CO_2 + 2\,H_2O + 8\,N_2$$

adică, un volum de metan arzînd complet consumă tot oxigenul din zece volume de aer.

Amestecurile metan-aer prezintă o limită inferioară de explozivitate 5—6% și o limită superioară de explozivitate 14—16% (fig. XXV.1), explozia de intensitate maximă fiind la 9,5%.

Atunci cînd conținutul de gaz metan este mai mare, arderea este incompletă, rezultînd CO, $H_2$ și vapori de apă:

$$CH_4 + O_2 = CO + H_2 + H_2O$$

Limita inferioară de explozivitate a amestecului gazos metan-aer se poate determina cu relația lui Le Chatelier:

$$x = \frac{100}{\frac{p_1}{N_1} + \frac{p_2}{N_2} + \ldots + \frac{p_n}{N_n}} \quad [\%] \tag{1.2}$$



în care: $p_1$, $p_2$ ... $p_n$ reprezintă conținuturile procentuale ale componenților gazoși din amestec; $N_1$, $N_2$ ... $N_n$ — limitele inferioare de explozivitate a acestora, %.

Limite inferioare de explozivitate pentru diferiți componenți inflamabili: $H_2$... ... 4,1%; CO ... 12,5%; $C_2H_6$... 3,0%; $C_3H_8$... 2,2%; $C_4H_{10}$... 1,5%; $H_2S$... 4,3%.

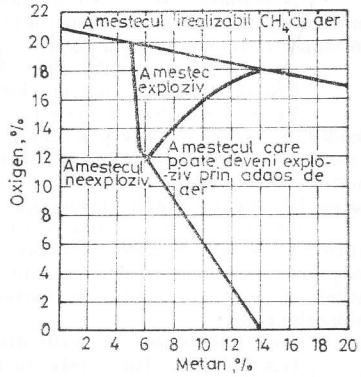



Fig. XXV.1. Limitele de explozivitate ale amestecului metan-aer.

Domeniul de explozivitate este influențat de conținutul de $O_2$ din atmosferă, precum și de temperatura amestecului.

Prezența altor gaze combustibile în amestec poate modifica și întîrzierea la aprindere.

Temperatura de explozie este 2150—2650°C atunci cînd aceasta are loc într-un spațiu închis ($V$ = const.) și de 1850°C, dacă produsele exploziei se pot destinde liber ($p$ = const.).

Presiunea maximă $p_i$ care se dezvoltă în explozie se poate calcula atunci cînd $V$ = ct. și amestecul are un conținut de 9,5% $CH_4$, pentru care se consumă tot oxigenul din aer.

Dacă temperatura și presiunea inițială sînt $t$ și $p$, iar după explozie $t_1$ și $p_1$ se obține:

$$p_1 = p\frac{T_1}{T} \text{ sau } p_1 = p\,\frac{273 + t_1}{273 + t} \tag{1.3}$$

Determinarea conținutului de metan în aerul de mină se face cu lampa de siguranță cu benzină, metanometrul, indicatorul de gaze combustibile Rieken, grizumetrul miniatural, metanometrul universal Barbara Row, releul local de metan SS-2, analizatorul de gaze UNOR-1 și centrala telegrizumetrică CTT-63 — 40 V, interferometre, iar în laborator cu aparatul Orsat și interferometrul de laborator.

*Hidrogenul*, $H_2$. Gaz fără culoare și gust, densitatea 0,069 kg/m³.

Hidrogenul este un gaz ușor inflamabil și în anumite proporții (4—74%) formează cu aerul amestec exploziv, explozia maximă avînd loc la 28,6% $H_2$ și 71,4% aer; temperatura de aprindere a hidrogenului este de 100—200°C.

Hidrogenul apare în minele de cărbune brun, huilă, săruri de potasiu degajîndu-se frecvent sub formă de suflaiuri, fiind însoțit de $N_2$, $CO_2$, $CH_4$ și alte gaze. Hidrogenul se mai degajă și în camerele de încărcare a acumulatoarelor pentru locomotivele folosite în subteran.

Concentrația de hidrogen admisă în aer este de 0,5%.

*Amoniacul*, $NH_3$. Este un gaz fără culoare, cu miros iritant caracteristic, cu masa moleculară 17,031 și cu densitatea 0,5967 kg/m³; este ușor solubil în apă și slab inflamabil. În amestec cu oxigenul este exploziv.

Amoniacul ia naștere prin descompunerea substanțelor organice.

Provoacă iritarea mucoaselor, a ochilor și atacă pielea.

La 0,15 mg $NH_3$/l, poate fi suportat 1 h, la 1,5 mg/l devine periculos în 0,5—1 h, iar la 6 mg/l prezintă pericol mortal.

*Aldehidele* ($H_xC_yO_z$). Se întîlnesc în aerul de mină ca rezultat al funcționării motoarelor cu ardere internă și al distilării uscate în timpul focurilor de mină. Au densitatea 1,17 kg/m³, sînt fără culoare, cu miros iritant și gust acru.

Organismul este foarte sensibil la conținuturi foarte scăzute de aldehide. Prin miros se pot identifica de la concentrații de $1 \cdot 10^{-6}$%, iar iritarea nasului și a ochilor se produce la concentrații de $4 \cdot 10^{-6}$%. Pentru reducerea conținutului de aldehide în gazele de eșapare, acestea se barbotează în apă sau în soluții de sulfit de sodiu cu hidrochinonă.

*Gaze radioactive.* În aerul din mină apar adesea radonul și thoronul.

Radonul, Rn — este un gaz care se formează în rocă, putînd rămîne inclus sau eliberat în fisuri, de unde poate pătrunde în lucrările miniere. Radonul inclus se poate elibera după explozie. Ajuns în atmosfera locului de muncă se dezintegrează dînd atomi de corpi solizi (RnA, RnB, RnC...) care, fiind în suspensie, sînt captați de pulberile sau aerosolii din aer, astfel încît în aceste mine pulberea este radioactivă. Apa care circulă prin fisurile masivului dizolvă radonul, restituindu-l în aer cînd ajunge în lucrările miniere.

Concentrația maximă admisă pentru radon și produșii lui de descompunere este de $10^{-10}$ curie/l aer, atunci cînd expunerea este permanentă 24 ore (stabilit de Comisia Internațională de Protecție contra Radiațiilor Ionizante), sau pentru 8 ore de expunere, concentrația medie de radon (CMAR) admisă este $2 \cdot 10^{-10}$ curie/l aer.

Controlul atmosferei se face prin dozarea radonului propriu-zis sau prin determinarea produșilor lui de dezintegrare din aer (RnA, RnB, RnC).

Thoronul, Th — este un gaz rar, analog radonului, cu o perioadă de 54 s. El derivă direct din thoriul X, din lanțul thoriului. Unul dintre produșii săi de dezintegrare, thoriul B, are o perioadă de 10,7 ore, timp în care difuzează apreciabil.

Limita maximă admisă de către Comisia Internațională de Protecție contra Radiațiilor Ionizante pentru thoriu și produșii săi de dezintegrare este de $10^{-10}$ curie/l aer, pentru activitatea continuă de 24 ore și de $2 \cdot 10^{-10}$, pentru o activitate de 8 ore.

# 2. CLIMATUL MINIER

Odată cu creșterea adîncimii de exploatare și a dezvoltării rețelei de lucrări miniere subterane, încep și dificultățile privind menținerea condițiilor climaterice.

Climatul minier este influențat de totalitatea factorilor climaterici — temperatură, presiune, umiditate și viteza de mișcare a aerului.



Întrucît aria de extindere a climatului minier este mai mică, pentru definirea acestuia, se utilizează noțiunea de *microclimat minier*.

Condițiile climaterice din subteran diferă în mod esențial de cele de la suprafață, atît în ceea ce privește valorile lor absolute cît și prin oscilațiile lor, datorită condițiilor specifice din subteran, diferite de cele de la suprafață.

Pentru cazul minelor de adîncimi mici, deosebirile sînt mai puțin accentuate.

## 2.1. PARAMETRII CLIMATULUI MINIER

**Temperatura aerului.** Pentru minele puțin adînci (50—100 m) cu lucrări miniere de extindere redusă, temperatura aerului din mină depinde în mod esențial de temperatura aerului de la suprafață.

În general însă, mărimea și oscilațiile temperaturii în lucrările miniere depind de acțiunea următorilor factori:

— fenomenul de comprimare adiabată a aerului la intrarea în mină;
— schimbul de căldură dintre rocă și aer;
— variația umidității aerului;
— procesele exotermice și endotermice din subteran;
— variația presiunii barometrice.

Încălzirea aerului la pătrunderea în puțuri și în lucrările miniere înclinate este condiționată de comprimarea lui. Acest proces este însoțit de degajare de căldură care determină creșterea temperaturii.

Pentru exprimarea variației temperaturii cu adîncimea se utilizează noțiunea de *gradient al temperaturii*, $gr_t$, care reprezintă adîncimea în metri, pentru care temperatura se schimbă cu 1°C în urma comprimării sau destinderii adiabate a aerului.

În cazul lipsei schimbului de căldură creșterea temperaturii datorită creșterii presiunii are loc cu 1°C pentru fiecare 102 m adîncime.

*Cunoscînd gradientul temperaturii, se poate calcula temperatura aerului la orice adîncime cu relația:*

$$t_z = t_m + \frac{1}{102}(Z - Z_m) \simeq t_m + 0{,}01(Z - Z_m) \qquad (2.1)$$

în care: $t_z$ este temperatura aerului la adîncimea $Z$, °C; $t_m$ — temperatura medie anuală, °C; 102 — gradientul temperaturii aerului, m/°C; $Z$ — adîncimea la care se determină temperatura, m; $Z_m$ — adîncimea la care temperatura aerului are valoarea aproape constantă tot timpul anului, m.

Temperatura maximă admisă a aerului în fronturile de lucru din subteran este sub 25°C, cu excepția camerelor de compresoare unde temperatura aerului nu va depăși 35°C.

Temperatura aerului se măsoară cu termometre, iar variația în timp cu termografe.

**Presiunea aerului.** Presiunea barometrică în mină este mai mare decît cea de la suprafață: în medie ea *crește cu 12 milibari la fiecare 100 m adîncime*.

Variațiile presiunii barometrice de la suprafață se resimt și în subteran, avînd urmări asupra comportării gazelor în lucrările miniere, astfel:

— în cazul *creşterii presiunii*, aerul pătrunde în zonele izolate putînd reactiva unele focuri existente ;

— în cazul *scăderii presiunii* se pot produce *viituri de gaze în lucrările miniere*.

Variaţiile presiunii barometrice trebuiesc urmărite continuu prin măsurători în puncte caracteristice şi în staţiile de măsurare, măsurătorile efectuîndu-se cu barometre aneroide, barometre cu Hg şi barografe.

**Umiditatea aerului.** În componenţa aerului de mină intră şi apa sub formă de vapori. *Cantitatea de apă sub formă de vapori conţinută în aerul atmosferic formează umiditatea aerului.*

Pentru stabilirea umidităţii aerului aceasta se tratează ca fiind un amestec de aer uscat şi vapori de apă, care se supun legilor generale ale gazelor.

Umiditatea aerului se poate exprima în mai multe moduri şi anume :

— *umiditatea absolută*, $f$, cantitatea de apă sub formă de vapori care se află într-un metru cub de aer umed şi se exprimă în grame sau kilograme vapori pe metru cub ;

— *umiditatea specifică*, $d$, cantitatea de vapori de apă ce revin unui kilogram de aer uscat şi se exprimă în grame sau kilograme vapori pe kilogram aer uscat ;

— *umiditatea relativă*, $\varphi$, se defineşte ca fiind raportul dintre presiunea parţială a vaporilor de apă şi presiunea parţială în stare de saturaţie, sau raportul dintre umiditatea absolută şi umiditatea absolută în stare de saturaţie, la aceeaşi temperatură, exprimată în procente.

*Gradul de saturaţie*, $\psi$, este raportul dintre umiditatea specifică şi umiditatea specifică în stare de saturaţie.

Umiditatea aerului în subteran este influenţată de o serie de factori :

— condiţiile climaterice de la suprafaţă ;

— regimul hidrologic al regiunii ;

— temperatura aerului în subteran ;

— natura rocilor în care se execută lucrările miniere.

Cantitatea de apă care se evacuează zilnic din mină sub formă de vapori depinde de valoarea umidităţii absolute şi a debitului de aer. În tabelul XXV.3 se indică influenţa umidităţii relative asupra atmosferei. Umiditatea aerului se măsoară cu psihrometrul şi higrometrul cu fir de păr, iar variaţia în timp cu higrograful.

*Tabelul XXV.3*

**Senzaţia în funcţie de umiditatea relativă (după Budryk)**

| Umiditatea relativă, $\varphi$ [%] | Senzaţia |
|---|---|
| 40 | Atmosfera pare foarte uscată |
| 40—60 | Aer uscat |
| 60—80 | Aer cu umiditate normală |
| 80—100 | Atmosfera este umedă |



**Viteza aerului.** Viteza de mişcare a aerului în lucrările miniere influenţează direct climatul minier.

În subteran aerul circulă cu viteze diferite, începînd de la cîţiva cm pe secundă (în camerele minelor de minereuri şi sare) pînă la 15 m/s (canalele ventilatoarelor, suitori de aeraj, coloane de aeraj parţial etc.).

Creşterea debitului este cauzată de creşterea vitezei ce atrage după sine scăderea timpului de contact între aer şi mediul încălzit, adică împrospătarea mai rapidă a aerului, scăderea temperaturii şi a umidităţii.

Normele de protecţia muncii reglementează viteza aerului pe categorii de lucrări, atît în ce priveşte valoarea minimă cît şi maximă.

$$Q = vS \quad [m^3/s] \quad \text{sau} \quad v = Q/S \quad [m/s]$$

*Viteza maximă reglementată de norme* :

— fronturi de lucru aerisite sub depresiunea generală a minei 4 m/s ;
— lucrări miniere de transport şi circulaţie personal . . . . . 8 m/s ;
— crosinguri . . . . . 10 m/s ;
— lucrări miniere care servesc numai pentru aeraj . . . . . 15 m/s ;
— găuri de sondă pentru aeraj . . . . . nu se limitează.

*Viteza minimă reglementată de norme. . . . 0,2 m/s*

Măsurarea vitezei se face cu anemometre de diferite tipuri.

## 2.2. CONFORTUL MUNCII ŞI LEGĂTURA SA CU FACTORII CLIMATERICI

Ansamblul condiţiilor existente într-un loc de muncă ce asigură desfăşurarea optimă a muncii determină noţiunea de *confort al muncii*.

Confortul muncii este determinat, în general, de următorii factori :

— temperatura aerului ;
— umiditatea aerului ;
— presiunea aerului ;
— viteza aerului ;
— compoziţia chimică a aerului ;
— radiaţiile termice ;
— poluarea atmosferică ;
— iluminat ;
— spaţiul de lucru etc.

În timpul fiecărui efort fizic, în funcţie de intensitatea acestuia, organismul uman produce o cantitate de căldură.

În timpul repausului, orice organism uman produce în jur de 75 kcal/h, iar în cazul efortului muscular ajunge la peste 200 kcal/h.

În tabelul XXV.4 se dă consumul energetic funcţie de gradul de efort.

*Căldura totală primită şi produsă de organism trebuie să fie egală cu cantitatea de căldură cedată de către organism în mediul înconjurător* (echilibru termic).

*Tabelul XXV.4*

**Clasificarea activităților umane în funcție de consumul energetic (după Spitzer)**

| Grad de efort | Consum energetic | |
|---|---|---|
| | kcal/min | kcal/h |
| ușor | 2,5—4 | 135—220 |
| mediu | 4—6 | 220—325 |
| greu | 6—8,5 | 325—450 |
| foarte greu | 8,5—11,5 | 450—600 |

Surplusul de căldură (peste 95% din acesta) trebuie neapărat preluat de către aer pentru ca organismul să poată funcționa normal.

Dacă cantitatea produsă nu este preluată în întregime, adică nu este asigurat *echilibrul termic*, omul simte o stare de indispoziție, iar productivitatea muncii scade.

Temperatura corpului nu poate să se abată în timpul muncii de la valoarea 36,5°C.

Creșterea temperaturii interne a organismului este însoțită de o serie de simtome ca : dureri de cap, vîjîit în urechi, stare de grețuri, plictiseală, neliniște, somnolență, vărsături, apatie etc.

În locurile de muncă unde domină condiții climaterice defectuoase se poate ajunge foarte ușor la supraîncălzirea organismului.

Schimbul de căldură între corpul omenesc și mediul înconjurător se poate realiza prin : convecție, radiație și evaporarea transpirației. Cea mai mare cantitate de căldură se degajă prin evaporarea transpirației.

Confortul muncii este determinat de capacitatea aerului înconjurător de a prelua căldura produsă în timpul efortului. Aceasta este influențată, în mod esențial, de trei parametri : *umiditatea aerului*, *temperatura aerului* și *viteza aerului*, ceilalți factori avînd un rol minor.

*Acțiunea comună a umidității, temperaturii și vitezei aerului determină gradul de confort de la locul de muncă.*

## 2.3. DETERMINAREA CONDIȚIILOR DE CONFORT ÎN SUBTERAN

### 2.3.1. MĂSURĂTORI CATATERMOMETRICE

*Catatermometrul* este un termometru cu alcool prevăzut cu două gradații corespunzătoare temperaturilor de 38 și 35°C, valori a căror medie este 36,5°C, ceea ce reprezintă temperatura medie a organismului uman (fig. XXV.2). Cu ajutorul catatermometrului se determină *eficiența termică*, adică intensitatea de răcire a aerului la locul



de muncă care influențează în mod hotărîtor asupra stării fiziologice a organismului și ca urmare a acesteia și asupra organismului.

Notînd cu $F$ *constanta catatermometrului* (cantitatea de căldură cedată de suprafața de 1 cm² de rezervor în timpul $T$ de coborîre a alcoolului de la 38 la 35°C, în mcal/cm²), eficiența termică, $H$, se determină cu formula :

$$H = F/T \quad [\text{mcal/cm}^2\text{s}] \text{ sau } [\text{catagrade}] \qquad (2.2)$$

Fig. XXV.2. Catatermometrul

Constanta $F$ este marcată pe tubul fiecărui aparat și are valoarea cuprinsă între 400—500 mcal/cm².

Măsurătorile catatermometrice se pot efectua cu catatermometrul uscat sau umed, obținîndu-se eficiența termică $H$ în catagrade uscate și eficiența termică $H'$ în catagrade umede. În tabelele XXV.5 și XXV.6 se dau normele de confort caracteristice în Anglia și Polonia.

*Tabelul XXV.5*

**Norme de confort al muncii în Anglia**

| Felul muncii | Confortul muncii | |
|---|---|---|
| | Catagrade uscate | Catagrade umede |
| Muncă ușoară | 6 | 18 |
| Muncă de intensitate medie | 8 | 25 |
| Muncă grea | 10 | 30 |

*Tabelul XXV.6*

**Senzația omului care depune efort în funcție de gradul de confort (după Bystron)**

| Senzația | Catagrade umede |
|---|---|
| Năduf | 6—9 |
| Cald | 10—12 |
| Plăcut | 13—19 |
| Rece | > 20 |

Se dau în continuare și formulele empirice care dau eficiența termică funcție de viteza aerului, $v$, temperatura uscată, $t_{us}$, sau temperatura umedă, $t_{um}$.

a) *Cu catatermometrul uscat*

$$v < 1 \text{ m/s} \quad H = \frac{F}{T} = (0{,}2 + 0{,}4\sqrt{v})(36{,}5 - t_{us}) \tag{2.3}$$

$$v > 1 \text{ m/s} \quad H = \frac{F}{T} = (0{,}13 + 0{,}47\sqrt{v})\ (36{,}5 - t_{us}) \tag{2.4}$$

b) *Cu catatermometrul umed*

$$v < 1 \text{ m/s} \quad H' = \frac{F}{T'} = (0{,}35 + 0{,}85\sqrt[3]{v})(36{,}5 - t_{um}) \tag{2.5}$$

$$v > 1 \text{ m/s} \quad H' = \frac{F}{T'} = (0{,}1 + 1{,}1\sqrt[3]{v})(36{,}5 - t_{um}) \tag{2.6}$$

## 2.3.2. METODA TEMPERATURII EFECTIVE

*Temperatura efectivă* — reprezintă temperatura aerului imobil și saturat care are aceeași capacitate de răcire a organismului ca și aerul în mișcare la temperatura, $t$ [°C], umiditatea, $\varphi$[%] și viteza, $v$ [m/s].

Se disting următoarele tipuri:

— temperatura efectivă americană, $t_{ea}$;

— temperatura efectivă belgiană, $t_{eb}$;

— temperatura efectivă franceză, $t_{ef}$.

**Temperatura efectivă americană.** Cercetările americane au fost efectuate cu persoane în stare de repaus, în camere speciale climatice, unde se realizau în mod artificial condiții climatice prin reglarea parametrilor $t_{us}$, $t_{um}$ și $v$.

În intervale stabilite, grupa de persoane supusă observațiilor era schimbată în altă cameră, unde trebuia să semnaleze senzația de răcoare sau căldură.

Temperaturile înregistrate pe termometrul uscat și umed, împreună cu notațiile vitezei de circulație a aerului în ambele camere, care au dat conform indicațiilor la cei examinați aceeași senzație de căldură au fost trecute pe grafice psihrometrice speciale, ca linii de aceeași senzație de căldură, adică liniile de temperatură efectivă (fig. XXV.3).

Pentru determinarea temperaturii efective trebuie să se cunoască $t_{us}$, $t_{um}$ și $v$.

Normele de protecția muncii americane indică:

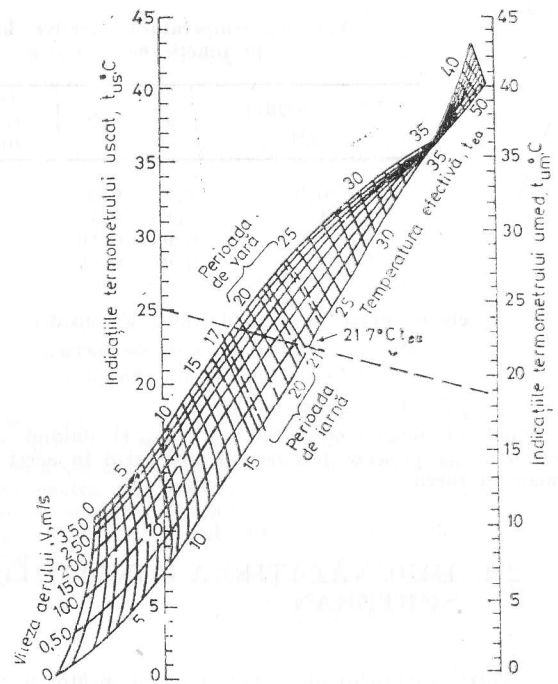
$t_{ea}$ = 28°C... productivitate normală;

$t_{ea}$ = 32°C... timpul de muncă ... 6 ore;

$t_{ea}$ = 35°C... limita maximă de suportabilitate.



Fig. XXV.3. Nomogramă pentru determinarea temperaturii efective.




**Temperatura efectivă belgiană.** *R. Bidlot* și *P. Ledent* analizînd nomograma temperaturii efective americane au ajuns la concluzia, că în limitele $t_{ea}$=36°C, această valoare este influențată exclusiv de temperatura și umiditatea aerului. Astfel s-a ajuns la concluzia că participarea temperaturii umede pentru stabilirea temperaturii efective, pentru oamenii în repaus se poate evalua la 0,9 $t_{um}$ propunînd în final ca normă climatică obligatorie

$$t_{eb} = 0{,}9\ t_{um} + 0{,}1\ t_{us} \leqslant 31°C \tag{2.7}$$

sau

$$\alpha t_{um} + \beta t_{us} \leqslant t_{eb} \tag{2.8}$$

unde: $\alpha$ și $\beta$ sînt coeficienți funcție de viteza aerului (tabelul XXV.7).

**Temperatura efectivă franceză.** În Franța este obligatorie, în prezent, norma care determină condițiile climatice conform formulei

$$t_{ef} = 0{,}7\ t_{um} + 0{,}3\ t_{us} - v \leqslant 28°C \tag{2.9}$$

*Tabelul XXV.7*

**Valoarea temperaturii efective belgiene în funcție de $\alpha$, $\beta$ și $v$**

| Viteza aerului [m/s] | $\alpha$ | $\beta$ | Temperatura efectivă limită [°C] |
|---|---|---|---|
| 0,5 | 0,8 | 0,2 | 29,6 |
| 1 | 0,85 | 0,15 | 30,9 |
| 2,5 | 0,90 | 0,10 | 32,2 |
| 5 | 0,93 | 0,07 | 32,9 |

Normele de protecția muncii franceze consideră :

$t_{ef}$ = 28°C ... condiții normale de lucru ;

$t_{ef}$ = 28...34°C... dăunătoare sănătății ;

$t_{ef}$ = 34°C ... periculoasă.

Avînd cele două temperaturi $t_{us}$ și $t_{um}$ și punînd condiția de mai sus se poate determina $v_{min}$ pe care trebuie s-o aibe aerul în acest caz pentru a exista condiții normale de lucru.

## 2.4. ÎMBUNĂTĂȚIREA CONDIȚIILOR DE CONFORT ÎN SUBTERAN

Pentru asigurarea unui confort corespunzător în subteran trebuie să se creeze anumite condiții de microclimat minier, iluminat, combaterea prafului, combaterea zgomotului și vibrațiilor.

Deoarece confortul minier se reduce, de regulă, la acțiunea comună a factorilor de microclimat (temperatură, umiditate și viteza aerului), se va accentua posibilitatea de îmbunătățire a microclimatului în subteran.

Îmbunătățirea microclimatului în subteran se poate realiza prin :

— metode care nu folosesc mașini sau instalații speciale de climatizare ;

— metode care utilizează instalații speciale sau mașini de climatizare.

**Posibilități de îmbunătățirea condițiilor climatice în mine fără folosirea unor mașini sau instalații speciale de climatizare.** În practica minieră se poate realiza prin :

— răcirea aerului ;

— reducerea umidității aerului ;

— schimbarea sistemelor de aeraj ;

— aplicarea unor metode corespunzătoare de deschidere, pregătire și exploatare.

*Răcirea aerului.* Răcirea aerului introdus în mină are ca efect scăderea temperaturii și se poate realiza prin :

a) mărirea cantității de aer în abataje ;

b) mărirea vitezei de circulație a aerului în fronturile de lucru.



Aceasta poate influența îmbunătățirea condițiilor climatice deoarece :

— mărește posibilitatea schimbului termic între corpul uman și mediul înconjurător și

— reduce posibilitatea de încălzire a aerului în drum spre frontul de lucru pe seama căldurii preluate de la rocile înconjurătoare.

($v_{max}$ — abataje ... 4 m/s)

c) limitarea la minim a proceselor exoterme ; se poate realiza prin :

— montarea conductelor de aer comprimat în puțurile de ieșire ;

— aerisirea locurilor calde prin curenții de aer separați ;

— scurtarea căilor de aeraj ;

— întreținerea și montarea corespunzătoare a instalațiilor mecanice electrice ;

d) evitarea încălzirii excesive a aerului pe căile de acces în abataje, prin :

— izolarea calorică a pereților galeriilor folosind bandaje compacte din lemn cu umplutură de zgură, elemente din spumă de celuloză.

*Reducerea umidității aerului în subteran.* Se realizează prin :

a) creșterea cantității de aer introdusă în abataje ;

b) captarea și evacuarea apelor din subteran cu ajutorul conductelor și a canalelor închise, adică, eliminarea posibilităților unui contact direct dintre apă și aer.

*Schimbarea sistemului de aeraj.* Urmărește reducerea timpului de contact al aerului cu roca și se realizează prin :

a) căi scurte și puține de acces ale aerului la orizonturile adînci ;

b) circuite independente pentru zone calde ;

c) aeraj descendent pentru mine negrizutoase ;

d) proiectarea aerajului astfel încît sensul aerului să corespundă cu sensul de evacuare a materialului excavat.

*Aplicarea unor metode corespunzătoare de deschidere, pregătire și exploatare.* Posibilitățile de aerisire corectă a locurilor de muncă precum și asigurarea unor condiții climatice corespunzătoare în fronturile de lucru depind în mare măsură de modul de deschidere, pregătire și exploatare, astfel :

— pentru deschiderea unei mine, pe lîngă factorii tehnici caracteristici trebuie să se ia în considerare un factor suplimentar — conductibilitatea diferită a rocilor la anumite adîncimi și temperatura care depinde de aceasta ;

— introducerea mecanizării abatării ;

— concentrarea extragerii producției în număr cît mai mic de fronturi de lucru ;

— proiectarea cantităților de aer care să asigure o viteză minimă reglementată a aerului ;

— rețeaua de aeraj (în special pentru aerul proaspăt) trebuie să fie cît mai puțin ramificată, cu un număr mic de laterale închise.

**Metode care utilizează instalații speciale sau mașini de climatizare.** Se aplică atunci cînd nu se poate realiza scăderea eficace a temperaturii prin procesele analizate.

Mașinile folosite la răcirea aerului au diferite principii de funcționare :

— comprimarea și apoi destinderea bruscă a unui agent frigorific ;

— evaporarea și apoi condensarea unui factor de răcire.

Ca agenți frigorifici se folosesc : amoniacul și freonii (combinații ale clorului, fluorului și carbonului).

După modul cum se realizează condiționarea aerului se disting :

— *instalații de climatizare centrală* montate la suprafață, utilizate pentru răcirea aerului introdus în minele adînci situate în zone călduroase (tropicale) ale globului și unde în toate fronturile de lucru din mină sau dintr-un orizont temperatura este ridicată

— *mașini de climatizare locală* montate în subteran în camere speciale sau transportabile pe roți de cale ferată. Se folosesc în minele unde anumite locuri de muncă întîmpină greutăți în ceea ce privește temperatura ridicată (de obicei în locurile de muncă situate la adîncimi mari).

## 2.5. MAȘINI DE CLIMATIZARE

**Mașini de climatizare în subteran.** Mașinile instalate în galerii sau în panouri de exploatare, cu randamente relativ mici, se construiesc de obicei cu mașini de răcire directă, adică ca mașini refrigeratoare, în schimb agregatele mai mari destinate pentru o perioadă mai lungă sînt executate cu două circuite ca mașini refrigeratoare.

*Mașini de climatizare cu acțiune directă.* Principiul de funcționare a acestui tip de mașină este redat în schema din fig. XXV.4. Mașinile de acest tip sînt cuplate în

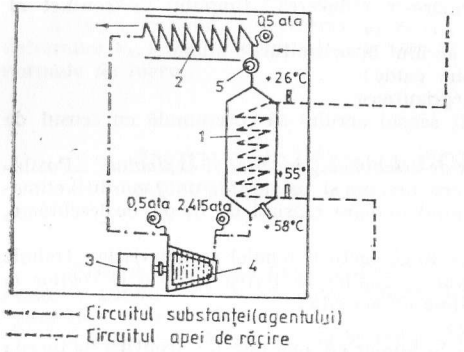



Fig. XXV.4. Schema mașinii de climatizare cu acțiune directă: *1* — condensator; *2* — evaporator; *3* — motor; *4* — compresor excentric; *5* — ventil de reducție.

circuitul aerului vehiculat spre fronturile de lucru, adică în tuburile de aeraj.

Pentru funcționarea mașinilor, la locul amplasării lor este necesară o cantitate corespunzătoare de apă și existența energiei electrice.

*Mașini de climatizare cu acțiune indirectă.* Diferența esențială față de cele precedente constă în introducerea unui circuit suplimentar închis, ca substanță refrigeratoare fiind folosită în majoritatea cazurilor apa.

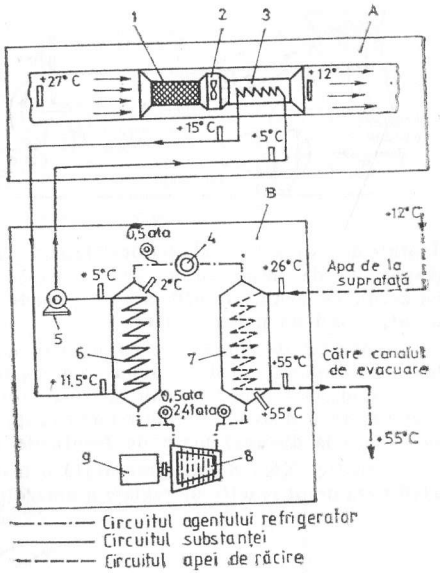
Circuitul transportă căldura preluată din aerul răcit cu ajutorul conductelor izolate la mașina de răcire, unde, în evaporator, această căldură este cedată freonului care se evaporă în rezervorul de vapori.

În fig. XXV.5 este redată schema de principiu a unui ansamblu de mașină de răcire cu refrigerator.

*Mașini de climatizare cu aer, cu acțiune directă.* Principiul de funcționare a unei astfel de mașini este redat schematic în fig. XXV.6.



Fig. XXV.5. Schema mașinii de răcire cu acțiune indirectă: *A* — refrigerator; *1* — filtru; *2* — ventilator; *3* — refrigerator; *B* — mașina de răcire propriu zisă; *4* — ventil de strangulare; *5* — pompa pentru circuitul substanței; *6* — evaporator; *7* — condensator; *8* — compresor excentric; *9* — motor.



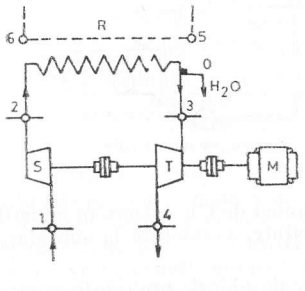




Fig. XXV.6. Schema mașinii de climatizare cu aer: *C* — compresor; *T* — turbină; *M* — motor; *R* — schimbător de căldură; *6—5'* — circuitul apei de răcire; *0* — robinetul de scurgere a apei.

*Mașini de climatizare cu umezirea aerului.* Aerul uscat, adus prin tuburi de aeraj pînă la frontul de lucru cu ajutorul unui ventilator special, este introdus direct în schimbătorul de căldură, unde este răcit prin contactul cu suprafețele reci ale schimbătorului (fig. XXV.7).

După răcire, o parte a aerului este dirijată către frontul de lucru, iar o altă parte spre camera de pulverizare care este dispusă înainte de schimbătorul de căldură. În camera de pulverizare intervine o puternică umezire a aerului care iese, legată de o însemnată scădere a temperaturii acestuia. Aerul astfel răcit trece prin schimbătorul de căldură, unde preia căldura aerului care se deplasează înspre frontul de lucru.

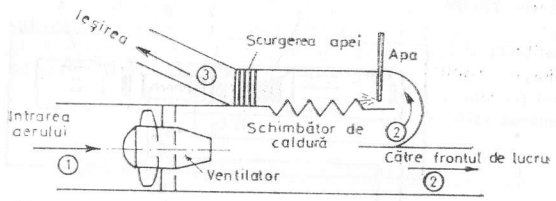



Fig. XXV.7. Schema instalaţiei de climatizare care funcţionează pe principiul umezirii aerului.

Înainte de ieşirea din schimbătorul de căldură spre tubul de aeraj, de obicei, sînt montate dispozitive de deshidratare pentru captarea parţială a excesului de apă antrenată cu aerul. Domeniul de utilizare este foarte limitat, exclusiv în fronturile cu aer foarte uscat, avînd un gabarit mare.

*Maşini de climatizare cu uscarea aerului.* Majoritatea maşinilor refrigeratoare folosite în minerit au drept scop scăderea temperaturii aerului care trece prin maşină.

Consecinţele negative ale răcirii aerului pot fi înlăturate prin deshidratarea aerului, ceea ce are o deosebit de mare importanţă în cazul cînd condiţionarea aerului trebuie să se facă la distanţă mare de fronturile de lucru.

În fig. XXV.8 este prezentată o instalaţie de climatizare pentru subteran care utilizează drept reactiv de reglare a umezelii clorura de magneziu.

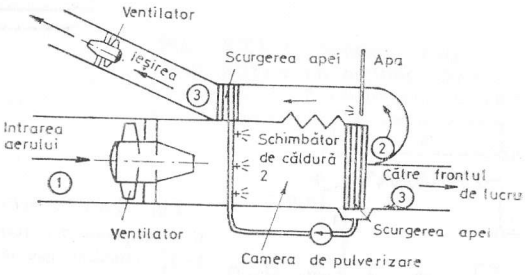



Fig. XXV.8. Schema instalaţiei de climatizare prin uscarea aerului refulat în mină.

**Maşini de climatizare la suprafaţă.** Dezvoltarea tehnicii de climatizare în minerit a făcut posibilă proiectarea unor instalaţii de mare capacitate, amplasate la suprafaţa minelor.

Toate instalaţiile de climatizare de suprafaţă sînt, de obicei, proiectate pentru capacităţi mari, de ordinul milioanelor de kcal/h.

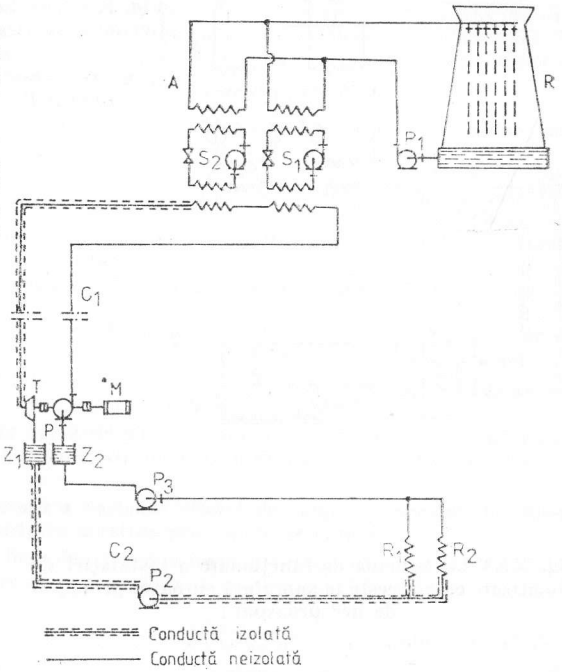
*Maşini de climatizare cu un singur circuit de apă ca refrigerent.* Principiul instalaţiei de climatizare constă în proiectarea la suprafaţă a centralei propriu-zise de climatizare cu circuit de amoniac pentru răcirea refrigerentului, care apoi este dus prin conducte izolate către refrigerentele instalate pe cît posibil aproape de fronturile de lucru. Căldura preluată din aerul care trece prin refrigeratoare este evacuată prin conducte de ieşire la suprafaţă şi cedată în atmosferă prin maşina de răcire.

În fig. XXV.9 este prezentată schema de ansamblu a unei instalaţii de climatizare funcţionînd cu un circuit de amoniac ca refrigerent.



Fig. XXV.9. Schema de ansamblu a instalaţiei de climatizare care funcţionează cu circuit de amoniac şi un singur circuit de refrigerent:

$P_1$, $P_2$, $P_3$ — pompe; $T$, $P$, $M$ — ansamblu de maşini (turbină, pompă, motor) care lucrează după sistemul lui Pelton; $Z_1$, $Z_2$ — rezervoare de deversare; $R_1$, $R_2$ — refrigeratoare; $R$ — refrigerator cu coş; $C_1$, $C_2$ — compresoare.




Ansamblul instalaţiei se compune din trei părţi principale:

$A$ — instalaţia de climatizare de la suprafaţă;

$C_1$ — circuitul de refrigerent cu presiune înaltă;

$C_2$ — circuitul de refrigerent cu presiune joasă împreună cu refrigeratoarele.

*Maşini de climatizare cu două circuite de refrigerent* (saramură şi apă dulce). Datorită introducerii saramurii în circuitul de refrigerent s-a obţinut posibilitatea de scădere a temperaturilor refrigerentului la suprafaţă sub 0°C, fără a provoca totuşi îngheţarea conductelor, permiţînd astfel mărirea productivităţii întregii instalaţii de climatizare fără investiţii suplimentare mari şi consum de energie.

Instalaţiile de suprafaţă (fig. XXV.10) nu se deosebesc de cele descrise anterior, funcţionînd cu un singur circuit de refrigerent, şi se compune, de asemenea, din grupuri de compresoare cu amoniac şi condensatoare. Circuitul de saramură între grupul de compresoare şi schimbătorul de înaltă presiune $R$ este asigurat prin funcţionarea pompei $P_1$. Circuitul de apă dulce, între refrigeratoarele $R_1$, $R_2$ şi schimbătorul de înaltă presiune $R$, este asigurat de pompa $P_2$.

*Instalaţii de climatizare pentru răcirea întregului curent de aer introdus în subteran.* Se utilizează în ţările tropicale, unde umiditatea şi temperatura aerului atmosferic sînt ridicate.

Procesul de climatizare cu amoniac are loc în mod analog instalaţiilor prezentate, anterior (fig. XXV.11).

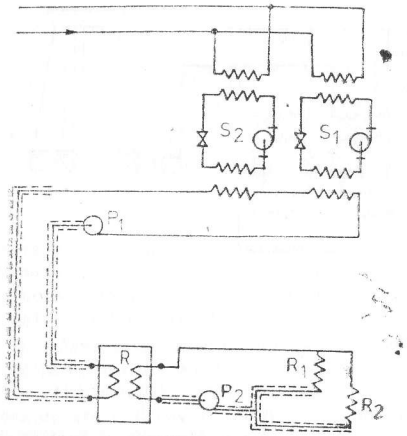



Fig. XXV.10. Schema de funcționare a instalației de climatizare cu două circuite (saramură și apă dulce):
$S_1, S_2$ — compresoare; $R_1, R_2$ — refrigeratoare; $P_1, P_2$ — pompe; $R$ — schimbător de înaltă presiune.

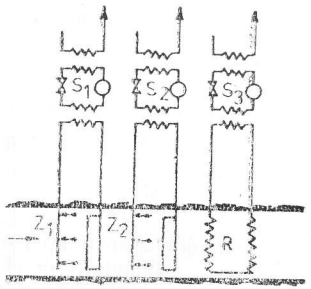



Fig. XXV.11. Schema de funcționare a instalației de climatizare care răcește la suprafață curentul principal de aer proaspăt:
$Z_1, Z_2$ — rezervoare; $S_1, S_2, S_3$ — compresoare.

# 3. CURGEREA AERULUI ÎN REȚEAUA DE LUCRĂRI MINIERE SUBTERANE

## 3.1. CONSIDERAȚII TEORETICE PRIVIND PROCESUL DE CURGERE A AERULUI

Principiile de bază implicate în curgerea fluidelor, cu referire specială la aer, permit definirea proceselor fizice specifice aerajului minier.

Conceptul de fluid, și anume de substanță capabilă să se deformeze continuu cînd este supusă eforturilor tangențiale, poate fi explicitat și în cazul aerului, luînd în considerare descompunerea clasică în *„linii de curent"*.



Astfel, dacă se admite că aerul este constituit din linii (pînze) de curent paralele între ele pe care acționează forțe tangențiale (paralele, de asemenea, cu planul acestor pînze de curent), în masa aerului apar eforturile tangențiale determinate prin raportul dintre forța tangențială și suprafața pînzei.

În absența forțelor tangențiale, aerul este staționar.

Mișcarea aerului se produce, atîta timp cît sînt aplicate forțele tangențiale care determină deplasarea pînzelor de curent unele față de altele.

Totalitatea pînzelor învecinate care nu opune nici un fel de rezistență mișcării alcătuiește fluidele fără frecare, *fluidele ideale*, în opoziție cu cele reale în care este prezentă frecarea.

Fluidele ideale nu există în natură, dar în foarte multe probleme practice rezistența este fie prea mică, fie că nu este importantă.

Avantajul conceptului de fluid ideal constă în posibilitatea simplificării ecuațiilor care-i descriu caracteristicile.

În afara forțelor tangențiale, un fluid poate fi supus, de asemenea, forțelor de compresiune.

Aceste forțe tind să schimbe volumul fluidului și, în consecință, densitatea sa. Funcție de această schimbare, fluidele pot fi *compresibile* sau *incompresibile*.

În timpul curgerii, fiecare particulă dintr-un volum de aer își schimbă poziția cu o anumită viteză. Mărimile și direcțiile vitezelor tuturor particulelor variază deci cu poziția, dar și cu timpul.

Mijlocul potrivit de ilustrare a variației vitezei de curgere a aerului în raport cu poziția îl constituie reprezentarea acestuia prin liniile de curent.

O *linie de curent* este o linie imaginară în masa aerului, a cărui tangentă evidențiază direcția vitezei de curgere pentru o anumită poziție (fig. XXV.12).

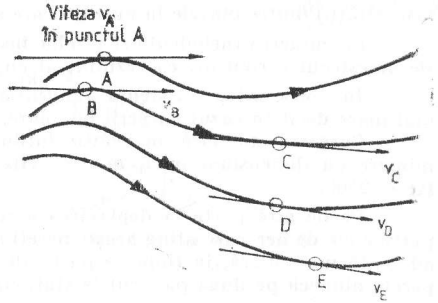



Fig. XXV.12. Liniile de curent și viteza de curgere în diferite puncte.

Distanța dintre două linii de curent corespunde inversului mărimii vitezei.

Dacă liniile de curent sînt curbate lin și aproape paralele (fig. XXV.13), curgerea este cunoscută ca fiind *aerodinamică* sau *laminară*, iar dacă liniile de curent sînt haotice (fig. XXV.14) curgerea este definită ca *turbulentă*.

Detalierea unei zone foarte mici (fig. XXV.14), în cadrul curgerii turbulente, evidențiază că în acest loc, la un moment dat, procesul este laminar și neregulat.

Cu toate acestea, dacă valorile medii ale curgerii nu se schimbă pe o anumită perioadă de timp, curgerea este definită ca turbulentă și constantă.

Delimitarea între cele două regimuri de curgere ale aerului, laminar și turbulent, este dată de *cifra Reynolds:*

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu}$$

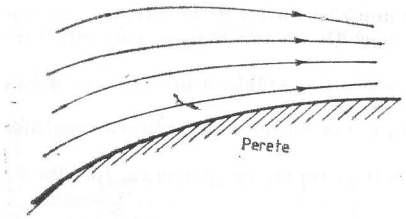



Fig. XXV.13. Liniile de curent la curgere laminară.

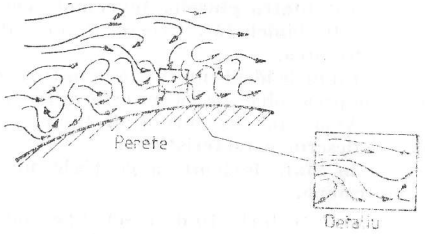



Fig. XXV.14. Liniile de curent la curgerea turbulentă.

în care : $\rho$ este densitatea aerului, kg/m³ ; $v$ — viteza medie de curgere a aerului, m/s ; $D$ — diametrul lucrării miniere, m ; $\mu$ — viscozitatea dinamică, kg/m·s.

Astfel, la o valoare a cifrei Reynolds mai mică de 2500, curgerea este laminară, iar la valori mai mari, curgerea este turbulentă.

În cazul curgerii laminare, rezistența tangențială este cauzată de frecarea (datorată viscozității) dintre pînzele în mișcare care se deplasează cu diferite viteze.

La curgerea turbulentă se produc însă rezistențe tangențiale suplimentare cauzate de amestecul turbulent, ca rezultat al curenților turbionari (vîrtejuri).

În consecință, rezistența tangențială la curgerea turbulentă este considerabil mai mare decît în cazul curgerii laminare.

Curgerea laminară, mai puțin întîlnită în subteran, este specifică însă lucrărilor miniere cu dimensiuni mici, în care viteza aerului nu depășește 0,8 m/min, pentru $Re < 2500$.

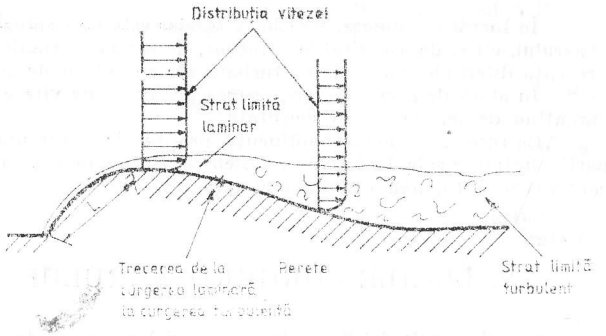
Pe de altă parte la deplasarea aerului de-a lungul pereților lucrărilor miniere, particulele de aer care ating acești pereți sînt frînate pînă la oprire de către forțele de aderență moleculară, în timp ce particulele de aer situate la o distanță mai mare de perete alunecă pe lîngă particulele staționare.

Studiile extensive efectuate de *Prandtl*, cu privire la regimul de curgere al aerului lîngă pereții lucrărilor miniere, au evidențiat prezența unui strat subțire (peliculă) denumit *strat limită*. În acest strat limită curgerea poate fi fie laminară, fie turbulentă, funcție de cifra Reynolds, la care, în locul diametrului $D$, se ia în considerare lungimea $L$ (fig. XXV.15). Ambele tipuri de strate limită, laminare și turbulente, se pot deplasa împotriva gradientului de presiune numai pe o distanță limitată, după care aerul se depărtează de pereții lucrărilor miniere sau suprafețele obstacolelor, conducînd la prezența unor zone fără mișcare a aerului (fig. XXV.16 și XXV.17).

Într-o conductă, stratul limită se dezvoltă progresiv de-a lungul pereților, începînd chiar de la intrare (fig. XXV.18). Acest strat va fi laminar pe o distanță, $L_b$, dată



Fig. XXV.15. Strate limită laminare și turbulente.



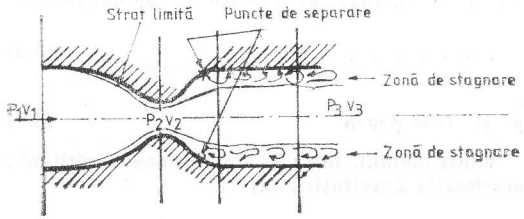




Fig. XXV.16. Separarea curgerii.

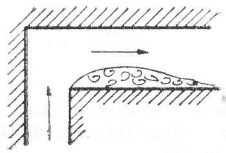


Fig. XXV.17. Caz practic de separare a curgerii.

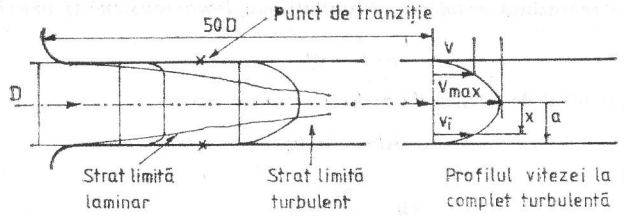



Fig. XXV.18. Stadiile de dezvoltare a curgerii turbulente.

de cifra Reynolds. $\left( Re = \frac{\rho L_b \cdot v}{\mu} < 3 \cdot 10^5 \right)$. După distanța $L_b$ stratul limită laminar se transformă într-un strat limită turbulent care continuă să se dezvolte în grosime pe măsură ce crește lungimea ($L \sim 50\ D$), pînă cînd ocupă întreaga secțiune și curgerea devine complet turbulentă.

Se remarcă faptul că după realizarea curgerii turbulente orice schimbare a formei secțiunilor atrage după sine modificarea regimului de curgere.

În lucrările miniere, profilul vitezelor este determinat atît de regimul de curgere al aerului, cît și de asperitățile pereților, de forma secțiunii transversale și respectiv de prezența diferitelor surse de perturbații ale curenților de aer (coturi, îngustări, lărgiri).

În afară de acești factori, asupra profilului de viteze influențează și stratificarea curenților de aer funcție de densitate.

Ca rezultat al acestor influențe, profilul de viteze din fiecare lucrare minieră are particularitățile sale, însă toate profilele prezintă anumite caracteristici generale comune care permit gruparea ordonată a acestora.

## 3.2. LEGILE CURGERII AERULUI

**Ecuația continuității.** Conform acestei legi, masa de aer care circulă, în unitate de timp, prin diferitele secțiuni ale lucrărilor miniere, în absența pierderilor, rămîne constantă.

$$m_1 = m_2 = \ldots\ldots\ldots = \text{ct} \tag{3.2}$$

Deoarece :

$$m = G/g \quad \text{și} \quad G = \rho \cdot v \cdot S \tag{3.3}$$

unde : $G$ este debitul de aer, kg/s ; $v$ — viteza aerului, m/s ; $S$ — secțiunea lucrării, $m^2$ ; $\rho$ — densitatea aerului, $kg/m^3$ ; $g$ — accelerația gravitației, $m/s^2$ ; rezultă :

$$G_1 = G_2 = \ldots\ldots\ldots = \text{ct} \tag{3.4}$$

sau

$$\rho_1, S_1, v_1 = \rho_2 S_2 v_2 \tag{3.5}$$

Relația (3.5) reprezintă *ecuația continuității* sau *legea conservării masei*.

Întrucît :

$$v \cdot S = Q \tag{3.6}$$

unde $Q$ reprezintă debitul de aer, ecuația (3.5) se poate scrie :

$$Q_1 \rho_1 = Q_2 \rho_2 \tag{3.7}$$

sau

$$Q_1 = \frac{\rho_2}{\rho_1} \cdot Q_2 \tag{3.8}$$

Corecția $\rho_2/\rho_1$ variază între 8 și 10% și trebuie introdusă în calculele care vizează distribuția curenților de aer.

**Ecuația Bernoulli.** Mișcarea unui fluid are loc întotdeauna, dintr-un spațiu cu presiune mare, într-un spațiu cu presiune mică.

Ecuația de bază a mișcării unui fluid incompresibil ideal, în termeni de presiune, aparține lui *Daniel Bernoulli* și are următorul aspect :

$$P_1 + \frac{\rho v_1^2}{2} + \rho g Z_1 = P_2 + \frac{\rho v_2^2}{2} + \rho g Z_2 \tag{3.9}$$



Prin împărțirea ecuației (3.9) cu $\rho g$ se obține ecuația Bernoulli pentru fluide incompresibile ideale în termeni de diferențe de presiune și anume :

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + Z_2 \tag{3.10}$$

în care : $P$ este presiunea, Pa ; $v$ — viteza, m/s ; $Z$ — înălțimea, m ; $\rho$ — densitatea, $kg/m^3$ ; $g$ — accelerația gravitației, $m/s^2$.

Indicii 1 și 2 se referă la punctele de intrare și ieșire a aerului.

Presiunile $P_1$ și $P_2$ din ecuațiile (3.9) și (3.10) sînt presiuni statice și acționează în toate direcțiile, indiferent de sensul de curgere. Aceste presiuni pot fi măsurate la unghiuri drepte față de direcția de curgere (fig. XXV.19).

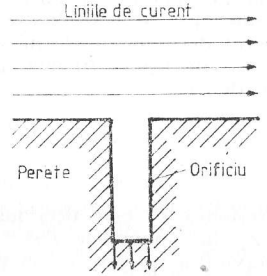



Fig. XXV.19. Măsurarea presiunii statice.

Termenii $\rho v_1^2/2$ și $\rho v_2^2/2$ din ecuația (3.8) au, de asemenea, dimensiuni de presiune și se referă la viteze sau la presiunile dinamice.

Termenii $P_1 + \rho v_1^2/2$ și $P_2 + \rho v_2^2/2$ se referă la presiunea totală care este determinată de suma presiunilor statice ori dinamice.

*Aplicații simple ale ecuației Bernoulli.* Ecuația Bernoulli, aplicată în condițiile de curgere a unui fluid printr-o conductă orizontală (fig. XXV.20) devine :

$$P_1 + \rho v_1^2/2 = P_2 + \rho v_2^2/2 \tag{3.10}$$

sau

$$P - P_2 = \frac{\rho}{2}(v_2^2 - v_1^2) \tag{3.11}$$

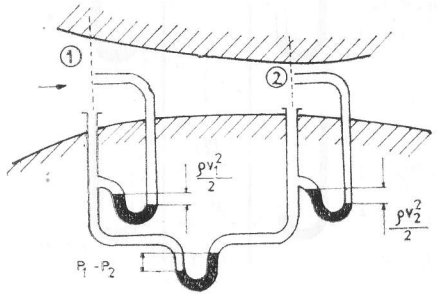



Fig. XXV.20. Măsurarea presiunii într-o conductă orizontală.

Ținînd seama de ecuația (3.6), relația (3.11) devine :

$$P_1 - P_2 = \frac{\rho}{2} Q^2 \left( \frac{1}{S_2^2} - \frac{1}{S_1^2} \right) \tag{3.12}$$

sau

$$Q = A \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho \left[ \left( 1 - \frac{S_2}{S_1} \right)^2 \right]}} \tag{3.13}$$

Rezultă deci, că într-o conductă convergentă orizontală, debitul unui fluid poate fi determinat prin măsurarea căderii de presiune statică $P_1 - P_2$, cu condiția ca secțiunile transversale $S_1 - S_2$ și densitatea fluidului să fie cunoscute. Acest principiu de bază este utilizat de numeroasele mijloace de măsurare a debitului, cum ar fi cele de tip Venturi sau de tip diafragmă. Dacă conducta este verticală (fig. XXV.21) ecuația Bernoulli devine :

$$P_1 + \rho g Z_1 = P_2 + \rho g Z_2 \tag{3.14}$$

sau

$$P_2 - P_1 = \rho g (Z_1 - Z_2) \tag{3.15}$$

Presiunea $P_2$ este deci mai mare decît $P_1$ cu presiunea datorită gravitației $\rho g(Z_1 - Z_2)$ între punctele *1* și *2*.

Gravitația mărește astfel presiunea totală pentru aerul care intră prin puțul de alimentare și o descrește în puțul de evacuare a aerului.

Dacă sînt utilizate tuburile „U" pentru a măsura presiunile $P_1$ și $P_2$ (fig. XXV.21), citirea de la tubul „U" plasat mai jos va trebui să fie corectată față de citirea de la tubul „U" din partea superioară, prin adăugarea corecției $c = \rho_0 g(Z_1 - Z_2)$.

Dacă fluidul înconjurător are aceeași densitate ca și fluidul din conductă, atunci presiunile $P_1$ și $P_2$ sînt egale.

*Limitele pentru curgerea incompresibilă. Fluide reale.* Aerul este un fluid compresibil, astfel încît schimbările de presiune sînt însoțite întotdeauna de schimbări de volum, adică de densitate. Ecuația Bernoulli, după cum s-a menționat anterior, este valabilă

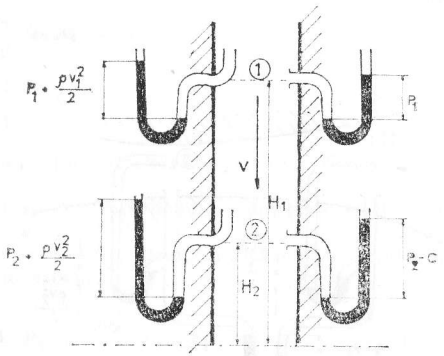



Fig. XXV.21. Măsurarea presiunii într-o conductă verticală.



numai pentru curgerea incompresibilă și problema care se pune este de a determina extinderea aplicării acestei ecuații la fluidele compresibile.

Presupunem în acest sens, că un fluid poate fi considerat ca incompresibil, dacă densitatea și presiunea sa nu se modifică cu mai mult de 5%.

Pentru presiunea absolută a aerului atmosferic de $10^5$ Pa, rezultă o presiune dinamică de $5 \cdot 10^3$ Pa (admițind același procent de 5%) și respectiv o viteză de circulație a aerului de $v = 100$ m/s (pentru $\rho = 1$ kg/m$^3$).

În consecință, numai pentru viteze mai mari de 100 m/s ale aerului aflat la presiunea atmosferică, aplicarea ecuației Bernoulli va da erori mari.

În cazul fluidelor reale, ecuația Bernoulli se modifică funcție de pierderile de presiune cauzate de frecarea internă după cum urmează :

$$P_1 + \frac{\rho_1 v_1^2}{2} + \rho_1 g Z_1 = P_2 + \frac{\rho_2 v_2^2}{2} + \rho_2 g Z_2 + P_L \tag{3.16}$$

unde $P_L$ reprezintă pierderea de presiune totală între punctele *1* și *2*.

## 3.3. SIMILITUDINEA CURENȚILOR DE AER

În condițiile de mină, nu întotdeauna este posibil, să se cerceteze dinamica curenților de aer și, din această cauză, frecvent se recurge la metoda modelării în laborator a fenomenelor. Pentru ca fenomenele reproduse pe modele să fie absolut identice cu cele din natură, trebuie să fie îndeplinite anumite rapoarte sau criterii de similitudine. În aerodinamică, pentru ca doi curenți de aer să fie asemănători, trebuie să fie satisfăcută similitudinea geometrică, cinematică și dinamică.

Similitudinea geometrică este îndeplinită în cazul cînd raporturile dintre valorile geometrice de lungime, suprafață și volum ale modelului și prototipului se mențin constante.

$$L_m / L_p = \text{ct.} \tag{3.17}$$

Similitudinea cinematică implică ca particulele de fluid ale modelului și prototipului să parcurgă distanțe corespunzătoare în timpi corespunzători.

$$T_m / T_p = \text{ct.} \tag{3.18}$$

Similitudinea dinamică necesită ca raportul forțelor care acționează pe model și pe prototip să rămînă constant.

$$F_m / F_p = \text{ct.} \tag{3.19}$$

Principalele criterii de similitudine care se aplică în aerodinamica minieră sînt :

— criteriul *Reynolds*, care caracterizează similitudinea forțelor de viscozitate :

$$\text{Re} = v \cdot D / \nu \tag{3.20}$$

— criteriul *Froude*, care determină similitudinea forțelor de gravitație :

$$\text{Fr} = v^2 / gD \tag{3.21}$$

— criteriul *Strouhal*, care reprezintă similitudinea fenomenelor variabile într-un interval de timp $T$ :

$$\text{Sh} = v \cdot T / D \tag{3.22}$$

# 4 REZISTENȚELE LUCRĂRILOR MINIERE ȘI PIERDERI DE PRESIUNE

## 4.1. SEMNIFICAȚIA FIZICĂ A PIERDERILOR DE PRESIUNE

Se consideră curgerea aerului într-o conductă între punctele *1* și *2* de parametrii $S_1$, $v_1$, $\rho_1$, $z_1$ și $S_2$, $v_2$, $\rho_2$, $z_2$ (fig. XXV.22). Scriind ecuația lui Bernoulli pentru situația dată, rezultă că *pierderea de sarcină*, $\Delta X$, între două secțiuni $S_1$ și $S_2$ reprezintă diminuarea sarcinei $X$ între aceste secțiuni.

$$\Delta X = X_1 - X_2 = \left( g\rho_1 z_1 + p_1 + \frac{v_1^2 \rho_1}{2} \right) - \left( g\rho_2 z_2 + p_2 + \frac{v_2^2 \rho_2}{2} \right) \qquad (4.1)$$

unde : $g$ este accelerația, m/s² ; $\rho_1$, $\rho_2$ — densitatea aerului în cele două puncte, kg/m³ ; $z_1$, $z_2$ — cotele, m ; $p_1$, $p_2$ — presiunea aerului, N/m² ; $v_1$, $v_2$ — viteza aerului, m/s ; $\Delta X$ — energia degajată de aer sub formă de căldură pe unitatea de volum în cursul deplasării între secțiunile $S_1$ și $S_2$ exprimată în J/m³.

Pentru cazul particular frecvent întîlnit în practică, conducte orizontale de secțiune constantă,

$$S_1 = S_2, \quad v_1 = v_2 \quad \rho_1 = \rho_2 \quad \text{și} \quad z_1 = z_2$$

rezultă

$$p_1 - p_2 = \Delta X \qquad (4.2)$$

adică fluidul suferă o scădere de presiune

$$\Delta p = \Delta X \qquad (4.3)$$

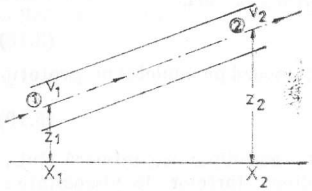



Fig. XXV.22. Curgerea aerului într-o conductă.

În general, pierderea de sarcină $\Delta X$ reprezintă suma a trei termeni exprimați în N/m² :

$g(\rho_1 z_1 - \rho_2 z_2)$ variația altitudinii ;

$(p_1 - p_2)$ variația presiunii ;

$\left( \frac{v_1^2 \rho_1}{2} - \frac{v_2^2 \rho_2}{2} \right)$ variația vitezelor ;



sau

$g(\rho_1 z_1 - \rho_2 z_2) + (p_1 - p_2)$ energia potențială a stării aerului (presiunea statică).

$\frac{v_1^2 \rho_1}{2} - \frac{v_2^2 \rho_2}{2}$ reprezintă energia cinetică.

## 4.2. REZISTENȚA AERODINAMICĂ A LUCRĂRILOR MINIERE

În general, în practica aerajului minelor, lucrările miniere sau conductele de aeraj se caracterizează prin rezistența lor.

Dependența dintre pierderea de presiune și viteza aerului vehiculat într-o conductă este dată de relația :

$$h = \lambda \frac{\rho}{2} \frac{LP}{4S} v^2 \quad [\text{N/m}^2] \qquad (4.4)$$

în care : $\lambda$ este coeficient adimensional, coeficientul pierderii de presiune ; $\rho$ — densitatea aerului ,kg/m³ ; $L$ — lungimea conductei, m ; $P$ — perimetrul conductei, m ; $S$ — secțiunea transversală a conductei, m².

Introducînd în relația (4.4) expresia $v = \frac{Q}{S}$ [m/s] se obține dependența dintre pierderea de presiune și debitul de aer într-o conductă :

$$h = \lambda \frac{\rho}{2} \frac{LP}{4S^3} Q^2 \quad [\text{N/m}^2] \qquad (4.5)$$

unde : $Q$ este debitul de aer, m³/s.

Pentru cazul conductelor sau a lucrărilor miniere de secțiune circulară cu diametrul $D$ [m], relația (4.5) devine :

$$h = \frac{16}{\pi} \lambda \frac{\rho}{2} \frac{L}{D^5} Q^2 \quad [\text{N/m}^2] \qquad (4.6)$$

Introducînd expresia coeficientului care ține seama de forma secțiunii $f = P/\sqrt{4\pi S}$ pierderea de presiune se poate exprima

$$h = \frac{\sqrt{\pi}}{4} \lambda \rho f \frac{L}{S^{2,5}} Q^2 \quad [\text{N/m}^2] \qquad (4.7)$$

Pentru conducte sau galerii de secțiune circulară $f = 1$.

**Determinarea coeficientului de frecare** $\lambda$. Există două cazuri :

a) *Cazul conductei absolut netede*, coeficientul $\lambda$ nu depinde de cifra Reynolds Re, dar continuă să varieze împreună cu ea, chiar dacă aceasta devine foarte mare.

Dintre principalele formule date de diverşi autori pentru determinarea lui $\lambda$ se dau:

— Formula *Prandtl-Nicuradze*:

$$\frac{1}{\lambda} = 2\lg(\mathrm{Re}\sqrt{\lambda}) - 0{,}80 = 2\lg\left(\frac{\mathrm{Re}\sqrt{\lambda}}{2{,}51}\right) \tag{4.8}$$

— Formula *Blasius*:

$$\lambda = \frac{0{,}316}{\sqrt[4]{\mathrm{Re}}} = \frac{0{,}316}{\mathrm{Re}^{0{,}25}} \tag{4.9}$$

— Formula *P. K. Konakov*:

$$\lambda = \frac{1}{(1{,}81\lg \mathrm{Re} - 1{,}5)^2} \tag{4.10}$$

b) *Cazul conductei cu o anumită rugozitate*, coeficientul $\lambda$ depinde de cifra Reynolds şi de rugozitate.

Experienţele lui Nikuradze efectuate pe conducte cu diferite valori ale netezimii relative au avut ca scop să pună în evidenţă forma generală a expresiei $\lambda = f\left(\mathrm{Re}\cdot\frac{\varepsilon}{D}\right)$, unde $\varepsilon$ reprezintă mărimea asperităţilor (fig. XXV.23).

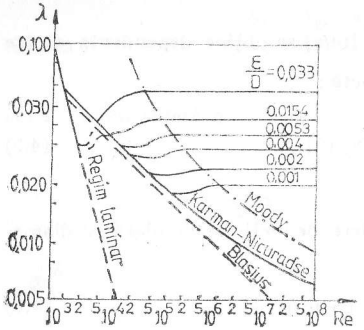



Fig. XXV.23. Dependenţa coeficientului $\lambda$ de numărul Re şi de rugozitatea relativă (după Nicuradze).

Din graficrezultă că pentru o rugozitate relativă dată, coeficientul $\lambda$ variază cu cifra Re pentru valorimici ale acesteia, apoi rămîne constant pornind de la o anumită valoare a lui Re, de exemplu $R_0$ ($R_0$ are valori mici cînd rugozitatea este mare). Pe grafic sînt trasate curbele formulelor 4.8 şi 4.9 referitoare la conducte netede.

## 4.3. TIPURI DE REZISTENŢE

La vehicularea aerului prin lucrările miniere, rezistenţele pe care acestea trebuie să le învingă se împart în mod convenţional în *rezistenţe la frecare, frontale* şi *locale*



**Rezistenţe la frecare.** Pierderea de presiune caracteristică unor lucrări miniere de tipul galeriilor transversale, plane înclinate, puţuri nesusţinute, suitori etc. este influenţată cu precădere de rugozitatea suprafeţei lor interioare.

Rugozitatea pereţilor depinde de natura materialului susţinerii, în cazul lucrărilor miniere, sau de natura materialului şi modul lui de prelucrare, în cazul conductelor.

Introducînd în formula (4.5) $h = \lambda \frac{\rho}{2}\frac{LP}{4S^3}Q^2$ pe $\lambda = 4\beta$, $\beta$ fiind coeficient adimensional, coeficient de frecare sau rezistenţă, se obţine:

$$h = \beta\frac{\rho}{2}\frac{LP}{S^3}Q^2 \quad [\mathrm{N/m^2}] \tag{4.11}$$

Notînd expresia $\beta\frac{\rho}{2} = \alpha$ — *coeficient de rezistenţă aerodinamică* a lucrării sau conductei [kg/m$^3$], relaţia (4.11) devine:

$$h = \alpha\frac{LP}{S^3}Q^2 \quad [\mathrm{N/m^2}] \tag{4.12}$$

unde $\alpha\frac{LP}{S^3} = R$ — *rezistenţa la frecare* a aerului de pereţii lucrării miniere sau conducte [kg/m$^7$].

Astfel relaţia (4.12) devine:

$$h = RQ^2 \quad [\mathrm{N/m^2}] \tag{4.13}$$

şi reprezintă ecuaţia generală de dependenţă dintre pierderea de presiune şi debitul de aer într-o lucrare minieră sau conductă.

**Rezistenţe frontale.** Rezistenţele frontale sînt date de prezenţa unor corpuri ca moazele din puţuri, susţinerea din abataje, vasele de transport şi alte obstacole dispuse frontal faţă de sensul curentului de aer.

Presiunea aerului asupra unui corp de formă oarecare aşezat perpendicular faţă de direcţia curentului de aer (fig. XXV.24) se determină cu relaţia:

$$P_c = C_f \cdot h_d \cdot S_m = C_f\frac{v^2\rho}{2}S_m \quad [\mathrm{N}] \tag{4.14}$$

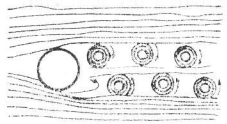


Fig. XXV.24. Formarea învîrtejurilor la curgerea aerului printr-o lucrare în care se află un obstacol.

în care: $C_f$ este coeficient adimensional al rezistenţei frontale, determinat pe cale experimentală; $S_m$ — secţiunea transversală maximă a corpului dispus frontal în secţiunea lucrării miniere, m$^2$; $h_d$ — depresiunea dinamică, N/m$^2$; $v$ — viteza medie a curentului de aer înaintea corpului, m/s; $\rho$ — densitatea aerului, kg/m$^3$.

Pentru obținerea pierderii de presiune a aerului datorită rezistenței frontale $h_f$, se împarte expresia (4.14) la suprafața liberă a curentului $(S - S_m)$ și se obține:

$$h_f = C_f \frac{\rho}{2} \frac{S_m}{S - S_m} v^2 \quad [\text{N/m}^2] \tag{4.15}$$

sau

$$h_f = C_f \frac{\rho}{2} \frac{S}{(S - S_m)^3} Q^2 \quad [\text{N/m}^7] \tag{4.16}$$

De unde rezultă rezistența la frecare $R_f$:

$$R_f = C_f \frac{\rho}{2} \frac{2}{(S - S_m)^3} \quad [\text{kg/m}^7] \tag{4.17}$$

sau dacă $\rho = 1{,}2$ kg/m³

$$R_f = 0{,}6\, C_f \frac{S_m}{(S - S_m)^3} \quad [\text{kg/m}^7] \tag{4.17a}$$

**Rezistențe locale.** Din categoria rezistențelor locale fac parte: rezistențele care apar la trecerea aerului prin canalele ventilatoarelor, crosinguri, registre de aeraj, coturi, modificarea secțiunii lucrărilor miniere, la fuziunea curenților și la ramificațiile unui curent în mai mulți curenți.

Sursa principală a pierderii de presiune la trecerea aerului prin rezistența locală o constituie pierderile de energie ca rezultat al schimbului unui număr de particule în mișcare din curentul principal și din zonele cu vîrtejuri.

Pierderea de presiune datorită rezistențelor locale se exprimă astfel:

$$h_l = \xi \frac{v^2 \rho}{2} \quad [\text{N/m}^2] \tag{4.18}$$

sau

$$h_l = \xi \frac{\rho}{2S^2} \cdot Q^2 \quad [\text{N/m}^2] \tag{4.19}$$

unde: $\xi$ este coeficient de rezistență locală; $v$ — viteza medie a curentului de aer, adoptată înainte sau după rezistența locală, după cum se raportează valoarea lui $h_l$ la determinarea lui $\xi$, m/s; $\rho$ — densitatea aerului, kg/m³;
de unde rezultă rezistența locală:

$$R_l = \xi \frac{\rho}{2S^2} \quad [\text{kg/m}^7] \tag{4.20}$$

sau dacă $\rho = 1{,}2$ kg/m³

$$R_l = 0{,}6 \frac{\xi}{S^2} \quad [\text{kg/m}^7] \tag{4.20a}$$



## 4.4. COEFICIENȚII DE REZISTENȚĂ AERODINAMICĂ

Coeficienții de rezistență aerodinamică pot fi determinați direct în subteran sau în condiții de laborator. Dintre acestea cercetările și determinările de laborator prezintă avantajul variației în limite largi a condițiilor de experimentare (debit de aer, tipul de susținere).

Metoda constă în măsurarea pierderii de presiune cauzată de curgerea aerului prin tronsonul supus experimentării, precum și a debitului de aer vehiculat. În continuare parametrii măsurați împreună cu caracteristicile constructive ale modelului se înlocuiesc cu relațiile de calcul ale rezistențelor studiate.

**Coeficienți de rezistență la frecare.** Coeficientul de rezistență aerodinamică $\alpha$ se determină pe cale experimentală, prin calcul sau se alege direct din tabele (XXV.8... ... XXV.11).

*Tabelul XXV.8*

**Valoarea coeficientului de rezistență aerodinamică $\alpha \cdot 10^3$ pentru lucrări miniere nesusținute**

| Caracterul pereților lucrărilor miniere | $\alpha \cdot 10^3$ |
|---|---|
| Lucrări săpate în cărbune pe direcția stratului | 6 |
| Lucrări săpate, transversale, la mine de cărbuni în roci sterile | 7—8 |
| Lucrări săpate în roci eruptive: | |
| — valoarea minimă | 17 |
| — valoarea medie | 27 |
| — valoarea maximă | 36 |
| Lucrări săpate în roci sedimentare: | |
| — valoarea minimă | 6 |
| — valoarea medie | 10 |
| — valoarea maximă | 13 |
| Mine de sare | 8—10 |

Se vor da în continuare cîteva relații de calcul pentru diferite categorii de lucrări miniere.

*Cazul galeriilor susținute cu armături metalice*

$$\alpha \cdot 10^3 = \frac{1}{\left(a + b \lg \frac{2S}{P_s l}\right)^2} \tag{4.21}$$

*Tabelul XXX.9*

**Valoarea coeficientului de rezistență aerodinamică $\alpha \cdot 10^3$ pentru lucrări miniere susținute metalic**

| Înălțimea stîlpului | Mărimea coeficientului $\alpha \cdot 10^3$ pentru calibru longitudinal | | | | | Coeficientul de corecție al secțiunii | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | Secțiunea lucrării [m²] | Coeficientul de corecție, $k$ |
| 10 | 11 | 15 | 18 | 21 | 25 | 3 | 1,08 |
| 12 | 13 | 17 | 21 | 25 | 30 | 4 | 1,00 |
| 14 | 14 | 19 | 23 | 29 | 34 | 6 | 0,91 |
| 16 | 15 | 21 | 26 | 32 | 40 | 8 | 0,88 |
| 18 | 16 | 23 | 30 | 39 | 44 | 16 | 0,84 |

*Tabelul XXV.10*

**Valoarea coeficientului de rezistență aerodinamică $\alpha \cdot 10^3$ pentru galerii transversale și direcționale betonate complet**

| Secțiunea lucrării miniere [m²] | Beton bine sclivisit | Beton nesclivisit | Observații |
|---|---|---|---|
| 2 | 2,06 | 2,56 | În mod curent, pentru lucrări miniere susținute |
| 3 | 1,98 | 2,39 | în beton nesclivisit se consideră : |
| 4 | 1,91 | 2,34 | $\alpha \cdot 10^3 = 2{,}5$ |
| 8 | 1,80 | 2,20 | iar pentru cele în beton sclivisit : |
| 10 | 1,75 | 2,17 | $\alpha \cdot 10^3 = 1{,}8 \ldots 2{,}0$ |

*Tabelul XXV.11*

**Valoarea coeficientului de rezistență aerodinamică $\alpha \cdot 10^3$ pentru lucrări miniere susținute combinat cu stîlpi rotunzi din beton armat și grindă de oțel pocal**

| Diametrul stîlpului, $d_0$ [cm] | Mărimea coeficientului $\alpha \cdot 10^3$ pentru calibru longitudinal | | | | | Coeficientul de corecție a secțiunii | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | Secțiunea lucrării miniere [m²] | Coeficientul de corecție, $k$ |
| 15 | 13 | 15 | 17 | 19 | 21 | 3 | 1,08 |
| | | | | | | 4 | 1,00 |
| | | | | | | 6 | 0,91 |
| 20 | 15 | 17 | 20 | 22 | 24 | 8 | 0,88 |
| | | | | | | 10 | 0,84 |



unde : $a$ și $b$ sînt coeficienți stabiliți pe cale experimentală, în funcție de felul armăturilor ; $S$ este secțiunea utilă transversală a galeriei, m² ; $P_s$ — perimetrul susținut al secțiunii utile a galeriei, m ; $l$ — distanța dintre două cadre de susținere alăturate, m ;

$$l = d_0 \Delta,$$

unde : $d_0$ este înălțimea grinzii, m ; $\Delta$ — calibrul longitudinal al susținerii, $\Delta = 2 \ldots 6$.

— Pentru galerii susținute cu grinzi metalice în formă de I, în formula (4.21) $a = 0{,}135$ și $b = 0{,}2$.

*Cazul galeriilor susținute combinat cu stîlpi de beton și grinzi metalice*

— Pentru galerii susținute cu cadre incomplete din stîlpi rotunzi de beton armat și grinzi metalice, în formula (4.21) $a = 0{,}2$ și $b = 0{,}12$.

*Cazul lucrărilor miniere susținute în beton, blocuri sau zidărie*

— Pentru lucrări de profil circular, betonate complet, neobturate, coeficientul $\alpha$ se calculează cu relația :

$$\alpha \cdot 10^3 = \frac{150}{\left(1{,}74 + 2 \lg \frac{D}{2k}\right)^2}, \tag{4.22}$$

în care : $D$ este diametrul lucrării, m ; $k$ — înălțimea medie a asperităților, m.

Pentru lucrările cu profil diferit de cel circular, se poate folosi relația :

$$\alpha \cdot 10^3 = \frac{150}{\left(1{,}74 + 2 \lg \frac{S}{Pk}\right)^2} \tag{4.23}$$

în relația (4.22) s-a înlocuit diametrul prin raza hidraulică

$$r = \frac{S}{P},$$

unde : $S$ este secțiunea transversală a lucrării miniere, m² ; $P$ — perimetrul lucrării miniere, m.

— Pentru lucrări miniere trapezoidale, unde $P = 4{,}16\sqrt{S}$,

$$\alpha \cdot 10^3 = \frac{150}{\left(1{,}74 + 2 \lg \frac{0{,}48\sqrt{S}}{k}\right)^2} \tag{4.24}$$

Mărimea medie a asperităților $k$ se poate lua din tabelul XXV.12.

Coeficienții de rezistență aerodinamică ai abatajelor sînt încă puțin studiați. În literatura de specialitate sînt indicate valorile coeficienților de rezistență aerodinamică stabiliți de o serie de autori prin măsurători în abataje, și anume : pentru abatajele cu front lung nemecanizate $\alpha \cdot 10^3 = 30 \ldots 35$, iar pentru abatajele frontale mecanizate $\alpha \cdot 10^3 = 55 \ldots 65$.

**Coeficienți de rezistență frontală.** În general, valorile coeficienților de rezistență aerodinamică la frecare $\alpha$, stabiliți în condiții de subteran, sau în laborator pe modele, includ și rezistențele frontale cauzate de diferite obstacole care se opun curgerii aerului și, în consecință, în proiectare aceste rezistențe frontale nu se calculează separat.

*Tabelul XXV.12*

**Valoarea medie a asperităților**

| Felul susținerii | $k$ [m] |
|---|---|
| Beton bine sclivisit | 0,00025 |
| Beton nesclivisit | 0,00070 |
| Zidărie de cărămidă | 0,00130 |
| Zidărie de piatră | 0,00800 |
| Zidărie de piatră cu asperități | 0,02000 |

Cunoașterea însă a valorilor acestor coeficienți de rezistență frontală este utilă în stabilirea corectă a profilelor de susțineri miniere cu maximum de calități aerodinamice.

**Coeficienți de rezistență locală.** Valoarea coeficientului de rezistență locală se determină, de asemenea, experimental pe modele pentru tipuri analoage de rezistențe locale. În baza acestor determinări pe modele s-au întocmit tabele cuprinzînd valorile coeficientului de rezistență locală caracteristic majorității situațiilor care intervin în rețeaua de lucrări a unei mine, valori care pot fi utile în cazul în care se cere aprecierea riguroasă a rezistențelor locale. În general, în probleme de proiectare, rezistențele locale se estimează global 10—20% din rezistențele de frecare.

Valorile coeficientului de rezistență locală cauzate numai de modificarea direcției de curgere a aerului sînt redate în tabelul XXV.13, care prezintă, de asemenea, și reprezentarea grafică a felului de modificare a acestei direcții.

În continuare în tabelele XXV.14...XXV.19 se dă valoarea lui $\xi$ pentru diferite situații.

## 4.5. ORIFICIUL ECHIVALENT AL MINEI

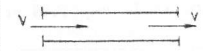
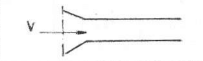
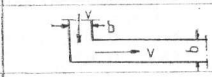
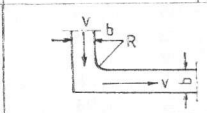
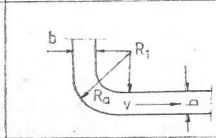
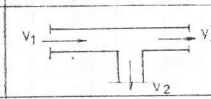
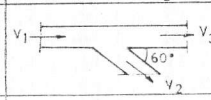
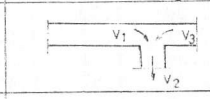
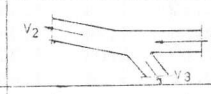
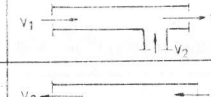
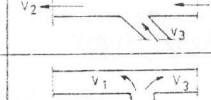
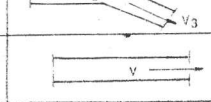
*Orificiul echivalent al minei* reprezintă un orificiu fictiv, practicat într-un perete subțire, prin care la o diferență de presiune pe cele două părți ale peretelui — echivalentă cu depresiunea minei, s-ar vehicula același debit de aer ca și prin mină (fig. XXV.25).

Scriind ecuația lui Bernoulli pentru cele două secțiuni *1—1* și *2—2*, se obține:

$$p_1 + \frac{v_1^2 \rho}{2} = p_2 + \frac{v_2^2 \rho}{2}$$

*Tabelul XXV.13*

**Valoarea coeficientului de rezistență locală în funcție de direcția de curgere a aerului**

| Felul rezistenței locale | Coeficientul de rezistență, $\xi$ | Schița | Observații |
|---|---|---|---|
| Intrarea în puț | 0,6 |  | Pentru viteza v |
| Intrarea în puț cînd marginile sînt rotunjite | 0,2 |  | Idem |
| Racordare la 90° cu ambele colțuri ascuțite | 1,4 |  | Idem |
| Racordare la 90° cu colțul interior rotunjit | R = 1/3 b ; $\xi$ = 0,75<br>R = 2/3 b ; $\xi$ = 0,52 |  | Idem |
| Racordare la 90° cu ambele colțuri rotunjite | $R_i$ = 1/3 b<br>$R_a$ = 1,5 b<br>$R_i$ = 2/3 b<br>$R_a$ = 1,7 b<br>$\xi$ = 0,6<br>$\xi$ = 0,3 |  | Idem |
| Ramificație sub unghi drept cu desprinderea curentului | 3,6 |  | Coeficientul de rezistență locală în lucrarea în care viteza este $v_2$ |
| Ramificație sub unghi de 60° cu desprinderea curentului | 1,5 |  | Idem |
| Ramificație sub unghi drept cu curenți care se unesc | 2,0 |  | Idem |
| Ramificație sub unghi de 60° cu curenți care se unesc | 1,0 |  | Idem |
| Ramificație sub unghi drept cu adăugarea unui curent lateral | 2,6 |  | Idem |
| Ramificație sub unghi de 45° cu adăugarea unui curent lateral | 1,5 |  | Idem |
| Ramificație sub unghi drept cu bifurcarea curentului | 2,5 | | Idem |
| Ramificație sub unghi de 60° cu bifurcarea curentului | 1,0 |  | Idem |
| Ieșirea din puț în atmosferă | 1,0 |  | Pentru viteza v |

*Tabelul XXV. 14*

**Valoarea coeficientului de rezistență locală $\xi$ în cazul lărgirilor bruște în funcție de gradul de asperitate și de raportul secțiunilor $S_1/S_2$ (înainte și după lărgire)**

| Gradul de asperitate | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0,0002 | 1,02 | 0,81 | 0,62 | 0,47 | 0,34 | 0,22 | 0,13 | 0,05 | 0,03 |
| 0,0003 | 1,10 | 0,88 | 0,67 | 0,51 | 0,36 | 0,14 | 0,14 | 0,06 | 0,03 |
| 0,0004 | 1,19 | 0,95 | 0,73 | 0,55 | 0,39 | 0,25 | 0,15 | 0,07 | 0,03 |
| 0,0005 | 1,27 | 1,02 | 0,78 | 0,58 | 0,42 | 0,27 | 0,16 | 0,08 | 0,03 |
| 0,0006 | 1,36 | 1,09 | 0,83 | 0,62 | 0,45 | 0,29 | 0,18 | 0,08 | 0,03 |
| 0,0007 | 1,44 | 1,15 | 0,88 | 0,66 | 0,48 | 0,31 | 0,19 | 0,09 | 0,03 |
| 0,0008 | 1,53 | 1,22 | 0,94 | 0,70 | 0,50 | 0,32 | 0,20 | 0,09 | 0,04 |
| 0,0009 | 1,61 | 1,29 | 0,99 | 0,74 | 0,53 | 0,34 | 0,21 | 0,09 | 0,04 |
| 0,0010 | 1,70 | 1,36 | 1,04 | 0,78 | 0,56 | 0,36 | 0,22 | 0,10 | 0,04 |
| 0,0011 | 1,78 | 1,43 | 1,09 | 0,82 | 0,59 | 0,38 | 0,23 | 0,11 | 0,04 |
| 0,0012 | 1,87 | 1,50 | 1,14 | 0,86 | 0,62 | 0,40 | 0,24 | 0,11 | 0,05 |
| 0,0013 | 1,95 | 1,56 | 1,20 | 0,90 | 0,64 | 0,41 | 0,25 | 0,11 | 0,05 |
| 0,0014 | 2,04 | 1,63 | 1,25 | 0,94 | 0,67 | 0,43 | 0,26 | 0,12 | 0,05 |
| 0,0015 | 2,12 | 1,70 | 1,30 | 0,97 | 0,70 | 0,45 | 0,27 | 0,12 | 0,05 |
| 0,0016 | 2,21 | 1,77 | 1,35 | 1,01 | 0,73 | 0,47 | 0,29 | 0,13 | 0,05 |
| 0,0017 | 2,29 | 1,84 | 1,40 | 1,05 | 0,76 | 0,49 | 0,30 | 0,13 | 0,05 |
| 0,0018 | 2,38 | 1,90 | 1,46 | 1,09 | 0,78 | 0,50 | 0,31 | 0,14 | 0,06 |
| 0,0019 | 2,46 | 1,97 | 1,51 | 1,13 | 0,81 | 0,52 | 0,32 | 0,14 | 0,06 |
| 0,0020 | 2,55 | 2,04 | 1,56 | 1,17 | 0,84 | 0,54 | 0,33 | 0,15 | 0,06 |
| 0,0021 | 2,63 | 2,11 | 1,61 | 1,21 | 0,87 | 0,56 | 0,34 | 0,15 | 0,06 |
| 0,0022 | 2,72 | 2,17 | 1,66 | 1,25 | 0,90 | 0,58 | 0,35 | 0,16 | 0,06 |
| 0,0023 | 2,81 | 2,24 | 1,72 | 1,29 | 0,92 | 0,59 | 0,36 | 0,16 | 0,06 |
| 0,0024 | 2,89 | 2,31 | 1,77 | 1,33 | 0,95 | 0,61 | 0,37 | 0,17 | 0,07 |
| 0,0025 | 2,97 | 2,38 | 1,81 | 1,37 | 0,98 | 0,63 | 0,38 | 0,17 | 0,07 |
| 0,0026 | 3,06 | 2,45 | 1,87 | 1,40 | 1,01 | 0,65 | 0,40 | 0,18 | 0,07 |
| 0,0027 | 3,14 | 2,52 | 1,92 | 1,44 | 1,04 | 0,67 | 0,41 | 0,18 | 0,07 |
| 0,0028 | 3,23 | 2,58 | 1,98 | 1,48 | 1,06 | 0,68 | 0,42 | 0,19 | 0,07 |
| 0,0029 | 3,31 | 2,65 | 2,03 | 1,52 | 1,09 | 0,70 | 0,43 | 0,19 | 0,07 |
| 0,0030 | 3,40 | 2,72 | 2,08 | 1,56 | 1,12 | 0,72 | 0,44 | 0,20 | 0,08 |

Dacă se consideră viteza inițială $v = 0$; $Q = v_2 A_2$;

$A_2 = \varphi A$, $\varphi = 0{,}65$ coeficient de strangulare și $\rho = 1{,}2$ kg/m³ rezultă:

$$A = \frac{A_2}{\varphi} = \frac{Q}{\varphi v_2^2} = \frac{Q}{\varphi \sqrt{\frac{2h}{\rho}}}$$



*Tabelul XXV.15*

**Valoarea coeficientului de rezistență locală $\xi$ în cazul îngustărilor bruște în funcție de gradul de asperitate și raportul secțiunilor $S_1/S_2$**

| Gradul de asperitate | 0,9 | 0,8 | 0,7 | 0,6 | 0,5 | 0,4 | 0,3 | 0,2 | 0,1 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0,0003 | 0,02 | 0,05 | 0,10 | 0,16 | 0,22 | 0,27 | 0,30 | 0,34 | 0,37 |
| 0,0004 | 0,02 | 0,05 | 0,10 | 0,17 | 0,23 | 0,29 | 0,33 | 0,36 | 0,39 |
| 0,0005 | 0,02 | 0,06 | 0,11 | 0,18 | 0,25 | 0,30 | 0,35 | 0,35 | 0,41 |
| 0,0006 | 0,03 | 0,06 | 0,12 | 0,19 | 0,26 | 0,32 | 0,37 | 0,41 | 0,44 |
| 0,0007 | 0,03 | 0,06 | 0,12 | 0,20 | 0,27 | 0,34 | 0,38 | 0,43 | 0,46 |
| 0,0008 | 0,03 | 0,06 | 0,13 | 0,21 | 0,29 | 0,35 | 0,40 | 0,45 | 0,48 |
| 0,0009 | 0,03 | 0,07 | 0,13 | 0,22 | 0,30 | 0,37 | 0,42 | 0,47 | 0,51 |
| 0,0010 | 0,03 | 0,07 | 0,14 | 0,23 | 0,32 | 0,39 | 0,44 | 0,49 | 0,53 |
| 0,0011 | 0,03 | 0,07 | 0,14 | 0,24 | 0,33 | 0,40 | 0,46 | 0,52 | 0,55 |
| 0,0012 | 0,03 | 0,08 | 0,15 | 0,25 | 0,34 | 0,42 | 0,48 | 0,54 | 0,58 |
| 0,0013 | 0,04 | 0,08 | 0,16 | 0,26 | 0,36 | 0,44 | 0,50 | 0,56 | 0,60 |
| 0,0014 | 0,04 | 0,08 | 0,16 | 0,27 | 0,37 | 0,45 | 0,52 | 0,58 | 0,62 |
| 0,0015 | 0,04 | 0,08 | 0,17 | 0,28 | 0,39 | 0,47 | 0,54 | 0,60 | 0,64 |
| 0,0016 | 0,04 | 0,09 | 0,18 | 0,29 | 0,40 | 0,49 | 0,56 | 0,62 | 0,67 |
| 0,0017 | 0,04 | 0,09 | 0,18 | 0,30 | 0,41 | 0,51 | 0,58 | 0,64 | 0,69 |
| 0,0018 | 0,04 | 0,10 | 0,19 | 0,31 | 0,43 | 0,54 | 0,60 | 0,67 | 0,71 |
| 0,0019 | 0,04 | 0,10 | 0,20 | 0,32 | 0,44 | 0,55 | 0,61 | 0,69 | 0,74 |
| 0,0020 | 0,04 | 0,10 | 0,20 | 0,33 | 0,45 | 0,56 | 0,63 | 0,71 | 0,76 |
| 0,0021 | 0,04 | 0,10 | 0,21 | 0,34 | 0,47 | 0,57 | 0,65 | 0,73 | 0,78 |
| 0,0022 | 0,05 | 0,11 | 0,21 | 0,35 | 0,48 | 0,59 | 0,67 | 0,75 | 0,81 |
| 0,0023 | 0,05 | 0,11 | 0,22 | 0,36 | 0,50 | 0,61 | 0,69 | 0,77 | 0,83 |
| 0,0024 | 0,05 | 0,11 | 0,23 | 0,37 | 0,51 | 0,62 | 0,71 | 0,79 | 0,85 |
| 0,0025 | 0,05 | 0,12 | 0,23 | 0,38 | 0,53 | 0,64 | 0,73 | 0,82 | 0,88 |
| 0,0026 | 0,05 | 0,12 | 0,24 | 0,39 | 0,54 | 0,66 | 0,75 | 0,84 | 0,90 |
| 0,0027 | 0,05 | 0,12 | 0,25 | 0,40 | 0,55 | 0,67 | 0,77 | 0,86 | 0,92 |
| 0,0028 | 0,06 | 0,13 | 0,25 | 0,41 | 0,57 | 0,69 | 0,79 | 0,88 | 0,94 |
| 0,0029 | 0,06 | 0,13 | 0,26 | 0,42 | 0,58 | 0,70 | 0,80 | 0,90 | 0,96 |
| 0,0030 | 0,06 | 0,13 | 0,26 | 0,43 | 0,59 | 0,72 | 0,82 | 0,92 | 0,99 |

*Tabelul XXV.16*

**Valoarea coeficientului de rezistență locală $\xi$ în cazul crosingurilor tubulare**

| Caracteristicile crosingului | La diametrul | | |
|---|---|---|---|
| | 600 mm | 750 mm | 900 mm |
| Cu un singur tub fără colector și fără difuzor | 2,60 | 2,30 | 1,55 |
| Cu două tuburi fără colector și fără difuzor | 0,65 | 0,60 | 0,40 |
| Cu un singur tub cu colector și cu difuzor | 0,95 | 0,75 | 0,50 |
| Cu două tuburi, cu colector și cu difuzor | 0,20 | 0,20 | 0,15 |

*Tabelul XXV.17*

**Valoarea coeficientului de rezistență locală $\xi$ în cazul crosingurilor tip pod**

| Caracteristicile crosingului | Modificarea crosingului | | |
|---|---|---|---|
| | *A* | *B* | *C* |
| Secțiunea canalului, m² | 1,15 | 2,5 | 3,7 |
| Lățimea canalului, m | 1,65 | 2,5 | 3,0 |
| Înălțimea canalului, m | 1,75 | 1,0 | 1,25 |
| Felul susținerii | beton | beton | beton |
| Coeficientul de rezistență aerodinamică | 0,0007 | 0,0007 | 0,0007 |
| Rotirea canalului $\delta$, grade | 45 | 45 | 45 |
| Coeficientul de rezistență locală a corsingului $\xi_{cr}$ : | 1,15 | 0,95 | 0,90 |

*Tabelul XXV.18*

**Valoarea coeficientului $\xi$ în cazul difuzoarelor ventilatoarelor centrifuge**

| $\frac{L^*}{a}$ | Difuzoare piramidale | | | | | Difuzoare cotite | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Unghiul de deschidere [grade] | | | | | | | | | |
| | 4 | 6 | 8 | 10 | 12 | 4 | 6 | 8 | 10 | 12 |
| 4 | 0,41 | 0,30 | 0,26 | 0,26 | 0,30 | 1,35 | 0,96 | 0,70 | 0,60 | 0,56 |
| 5 | 0,38 | 0,26 | 0,22 | 0,24 | 0,30 | 1,16 | 0,77 | 0,57 | 0,50 | 0,43 |
| 6 | 0,33 | 0,22 | 0,20 | 0,24 | 0,30 | 0,96 | 0,60 | 0,47 | 0,43 | 0,43 |
| 8 | 0,29 | 0,19 | 0,18 | 0,25 | 0,33 | 0,70 | 0,43 | 0,35 | 0,35 | 0,40 |
| 10 | 0,26 | 0,18 | 0,18 | 0,25 | 0,36 | 0,55 | 0,33 | 0,29 | 0,32 | 0,38 |
| 12 | 0,24 | 0,17 | 0,18 | 0,27 | 0,38 | 0,49 | 0,29 | 0,25 | 0,30 | 0,38 |

*) $L$ — lungimea difuzorului, m; $a$ — latura secțiunii de intrare a difuzorului, m.

*Tabelul XXV.19*

**Valoarea coeficientului $\xi$ în cazul difuzoarelor ventilatoarelor axiale**

| Lungimea difuzorului, $L$ [m] | Unghiul de înclinare al canalului interior, $\delta_1$ | Unghiul de înclinare al canalului exterior $\delta_2$ | Unghiul de deschidere al difuzorului $\delta_e^\circ$ | Raportul $\frac{S_2}{S_1}$ | Valoarea coeficientului | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | pentru difuzoare conice | pentru difuzoare în trepte |
| 0,75 *D* | 0° | 12°30 | 26°58 | 2,40 | 0,48 | 0,34 |
| 1,002 *D* | 9° | 0°17 | 29°22 | 2,95 | 0,54 | 0,38 |
| 1,50 *D* | 6° | 8°42 | 11°18 | 2,05 | 0,46 | 0,35 |
| 1,500 *D* | 3° | 6°40 | 12°18 | 2,04 | 0,45 | 0,33 |
| 2,00 *D* | 3° | 6°00 | 11°8 | 2,21 | 0,31 | 0,28 |



de unde :

$$A = \frac{1{,}2Q}{\sqrt{h}} \ [\text{m}^2] \tag{4.25}$$

sau

$$A = \frac{1{,}2}{\sqrt{R}} \ [\text{m}^2] \tag{4.26}$$

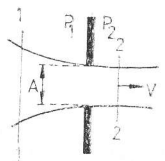



Fig. XXV. 25. Determinarea orificiului echivalent

Orificiul echivalent prezintă un parametru de aeraj ce indică gradul de dificultate la aerisirea unei mine (tabelul XXV.20).

*Tabelul XXV.20*

**Încadrarea minelor după mărimea orificiului echivalent**

| Categoria minei | Orificiul echivalent, $A$ [m²] | Rezistența aerodinamică, $R$ [kg/m⁷] |
|---|---|---|
| Greu de aerisit | 0...1 | >1,43 |
| Mediu de aerisit | 1...2 | 1,43—0,35 |
| Ușor de aerisit | >2 | <0,35 |

## 4.6. LEGAREA TRASEELOR DE AERAJ

**Legarea în serie a traseelor de aeraj.** Pentru $n$ lucrări miniere înseriate de parametrii $R_i$, $A_i$, $h_i$ și $Q_i$ (fig. XXV.26) relațiile de dependență sînt :

$$R = R_1 + R_2 + \ldots + R_n \tag{4.27}$$

$$Q = Q_1 = Q_2 = \ldots = Q_n = \text{ct.} \tag{4.28}$$

$$h = h_1 + h_2 + \ldots + h_n \tag{4.29}$$

$$\frac{1}{A^2} = \frac{1}{A_1^2} + \frac{1}{A_2^2} + \ldots + \frac{1}{A_n^2} \tag{4.30}$$

**Legarea în paralel a traseelor de aeraj.** Pentru $n$ ramificații legate în paralel de parametrii $R_i$, $A_i$, $h_i$ și $Q_i$ (fig. XXV.27) relațiile de dependență sînt :

$$h = h_2 = \ldots = h_n = \text{ct.} \tag{4.31}$$

$$Q = Q_1 + Q_2 + \ldots + Q_n \tag{4.32}$$

$$A = A_1 + A_2 + \ldots + A_n \tag{4.33}$$

$$\frac{1}{\sqrt{R}} = \frac{1}{\sqrt{R_1}} + \frac{1}{\sqrt{R_2}} + \ldots + \frac{1}{\sqrt{R_n}} \tag{4.34}$$

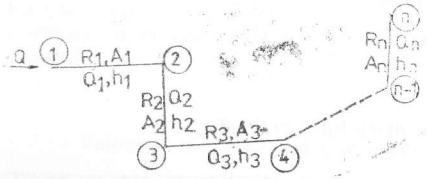



Fig. XXV.26. Legarea în serie a unui traseu de aeraj.

Pentru două ramificații :

$$R = \frac{R_1}{\left(1 + \sqrt{\frac{R_1}{R_2}}\right)^2} \; ; \qquad R = \frac{R_2}{\left(1 + \sqrt{\frac{R_2}{R_1}}\right)^2}. \tag{4.35}$$

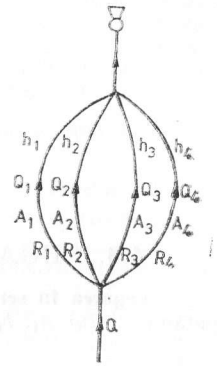



Fig. XXV.27. Legarea în paralel a mai multor ramificați

Pentru $n$ ramificații :

$$R = \frac{R_1}{\left(1 + \sqrt{\frac{R_1}{R_2}} + \sqrt{\frac{R_1}{R_3}} + \ldots + \sqrt{\frac{R_1}{R_n}}\right)^2} \tag{4.36}$$



sau

$$R = \frac{R_2}{\left(1 + \sqrt{\frac{R_2}{R_1}} + \sqrt{\frac{R_2}{R_3}} + \ldots + \sqrt{\frac{R_2}{R_n}}\right)^2} \tag{4.36a}$$

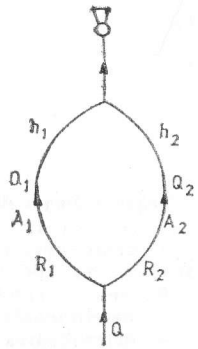



Fig. XXV.28. Legarea în paralel a două ramificații.

*Distribuția naturală a debitului de aer.* Pentru două ramificații în paralel (fig XXV.28) :

$$h_1 = h_2 \quad \text{sau} \quad R_1 Q_1^2 = R_2 Q_2^2 \quad \text{iar} \quad Q = Q_1 + Q_2$$

de unde rezultă :

— Pentru două ramificații :

$$Q_1 = \frac{Q}{1 + \sqrt{\frac{R_1}{R_2}}} \; ; \qquad Q_2 = \frac{Q}{1 + \sqrt{\frac{R_2}{R_1}}} \tag{4.37}$$

— Pentru n ramificații :

$$Q_1 = \frac{Q}{1 + \sqrt{\frac{R_1}{R_2}} + \sqrt{\frac{R_1}{R_3}} + \ldots + \sqrt{\frac{R_1}{R_n}}} \tag{4.38}$$

sau

$$Q_2 = \frac{Q}{1 + \sqrt{\frac{R_2}{R_1}} + \sqrt{\frac{R_2}{R_3}} + \ldots + \sqrt{\frac{R_2}{R_n}}} \tag{4.38a}$$

În funcție de orificiile echivalente, relațiile devin :

— Pentru două ramificații :

$$Q_1 = \frac{A_1 Q}{A_1 + A_2} \quad ; \qquad Q_2 = \frac{A_2 Q}{A_1 + A_2} \tag{4.39}$$

— Pentru $n$ ramificații :

$$Q_1 = \frac{A_1 Q}{A_1 + A_2 + \ldots + A_n} \tag{4.40}$$

sau

$$Q_2 = \frac{A_2 Q}{A_1 + A_2 + \ldots + A_n} \tag{4.40a}$$

**Legarea diagonală a traseelor de aeraj.** Caracteristicile legăturii diagonale sînt :

— sensul curentului de aer în diagonală este instabil ;

— depresiunea curentului principal din punctul de bifurcare *2* pînă la punctul de fuziune *5*, prin oricare traseu, este aceeași (fig. XXV.29).

Etapele de rezolvare a schemei diagonale :

— determinarea sensului de curgere a aerului în diagonală ;

— determinarea repartiției naturale a debitului de aer în sistemul diagonal ;

— determinarea rezistenței aerodinamice a sistemului diagonal.

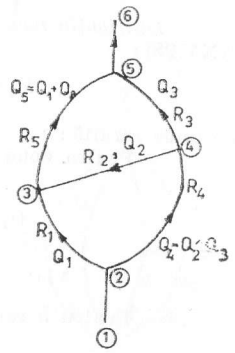



Fig. XXV.29. Legarea diagonală a unui traseu de aeraj.

*Stabilirea sensului de curgere a aerului în diagonală* :

— Dacă $\frac{R_1}{R_5} > \frac{R_4}{R_3}$ aerul circulă în diagonală de la *4* spre *3*.

— Dacă $\frac{R_1}{R_5} < \frac{R_4}{R_3}$ aerul circulă în diagonală de la *3* spre *4*.

— Dacă $\frac{R_1}{R_5} = \frac{R_4}{R_3}$ aerul nu circulă în diagonală.



*Determinarea repartiției naturale a debitului de aer în sistemul diagonal*

Se consideră condiție $\frac{R_1}{R_5} > \frac{R_4}{R_3}$

Depresiunile curenților paraleli în cele două ochiuri ale sistemului sînt :

$$h_{2-3} = h_{2-4} + h_{4-3} \qquad (4.41) \; ; \qquad h_{4-5} = h_{4-3} + h_{3-5} \tag{4.42}$$

sau

$$R_1 Q_1^2 = R_4 (Q_2 + Q_3)^2 + R_2 Q_2^2 \tag{4.43}$$

$$R_3 Q_3^2 = R_2 Q_2^2 + R_5 (Q_1 + Q_2)^2 \tag{4.44}$$

Împărțind ecuațiile (4.43) și (4.44) cu $Q^2$ și făcînd notațiile

$$\frac{Q_1}{Q_2} = x \; ; \quad \frac{Q_3}{Q_2} = y \; ; \quad \text{și} \quad \frac{Q_2}{Q_2} = 1 \tag{4.45}$$

rezultă :

$$x = \sqrt{\frac{R_4 (1 + y)^2 + R_2}{R_1}} \qquad (4.46) \qquad y = \sqrt{\frac{R_2 + R_5 (x + 1)^2}{R_3}} \tag{4.47}$$

ținînd cont de notațiile (4.45) și de relația $Q = Q_1 + Q_2 + Q_3$ rezultă expresiile pentru debite :

$$Q_2 = \frac{Q}{x + y + 1} \qquad (4.48) \; ; \qquad Q_1 = x Q_2 \quad (4.49) \; ; \qquad Q_3 = y Q_2 \tag{4.50}$$

*Determinarea rezistenței aerodinamice a sistemului diagonal.* Depresiunea între punctele *2* și *5* a sistemului diagonal se obține ca suma depresiunilor ramificațiilor pe diferite trasee între aceste puncte.

Pentru traseul $2 - 3 - 4 - 5$

$$h_{2-5} = h_{2-4} + h_{4-3} + h_{3-5}$$

$$R_{2-4} Q^2 = R_4 (Q_2 + Q_3)^2 + R_2 Q_2^2 + R_5 (Q_1 + Q_2)^2$$

de unde

$$R_{2-5} = \frac{R_4 (1 + y)^2 + R_2 + R_5 (x + 1)^2}{(x + y + 1)^2} \tag{4.51}$$

## 4.7. CURBA CARACTERISTICĂ A MINEI

Expresia $h = RQ^2$, care exprimă dependența dintre debitul de aer $Q$ al minei și pierderea de presiune $h$ a acesteia, reprezintă *ecuația curbei caracteristice a minei.*

Pentru ridicarea curbei se determină rezistența aerodinamică a minei $R$: în expresia $h = RQ^2$ se dau valori arbitrare debitului de aer $Q_1$, $Q_2$ ... $Q_n$ și se determină depresiunile corespunzătoare $h_1$, $h_2$, ... $h_n$.

Valorile obținute se transpun într-un sistem de axe $Q - h$, după care prin unirea punctelor obținute se ridică o curbă (fig. XXV.30) sub forma unei parabole ce trece prin originea axelor de coordonate reprezentînd *curba caracteristică a minei*.

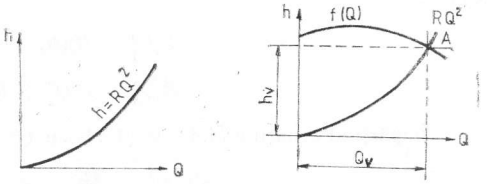



Fig. XXV.30. Curba caracteristică a minei.

Curba caracteristică a minei este mai apropiată de axa ordonatelor pentru rezistența aerodinamică $R$ mai mare și mai apropiată de abscisă pentru rezistența aerodinamică mai mică.

Evoluția exploatării se reflectă continuu în alura curbei caracteristice a minei, astfel încît pe întreaga durată de existență a minei pot exista o familie de curbe.

În practică, pentru ridicarea curbei caracteristice a unei mine pentru o anumită etapă de dezvoltare, se măsoară $Q_m$ și $h_m$, iar din relația $h_m = RQ_m^2$ se determină $R_m$, după care se procedează identic.

# 5. REȚELE, SISTEME ȘI SCHEME DE AERAJ

În practica minieră se impune întocmirea unor scheme de aeraj capabile să faciliteze proiectarea, realizarea și conducerea aerajului în condiții optime de securitate.

Schemele de aeraj trebuie să corespundă întocmai situațiilor din subteran, să facă posibilă studierea rapidă și eficace a aerajului. În acest scop, întocmirea lor se face în baza hărților și măsurătorilor de aeraj cele mai recente și complete. În cazul proiectării, ele se construiesc în baza antecalculelor sau a criteriilor prezumtive.

## 5.1. CLASIFICAREA SCHEMELOR DE AERAJ

*Schemele de aeraj* sînt reprezentări grafice ale rețelelor sau sistemelor de aeraj.

*Rețeaua de aeraj* reprezintă totalitatea lucrărilor miniere prin care curge, ar trebui să curgă, sau pot curge curenții de aer.

*Sistemul de aeraj* este modul de reunire într-un ansamblu comun a curenților de aer ce curg printr-o rețea de aeraj, cuprinzînd în sine și cauzele care conduc la curgerea și distribuirea lor calitativă și cantitativă (depresiune și rezistențe).



Schemele de aeraj în funcție de ceea ce reprezintă și de rolul lor pot fi:

— scheme spațiale, cînd redau grafic rețeaua de aeraj;

— scheme principale, cînd redau grafic sistemul de aeraj.

**Scheme spațiale.** Schemele spațiale sînt reprezentări grafice ale rețelelor de aeraj, facilitînd orientarea generală în modul de aerisire al minei. Din schemele spațiale fac parte: schemele geometrice, simple și orientative.

*Scheme spațiale geometrice.* Schemele spațiale geometrice redau la scară, în mod sugestiv, particularitățile ansamblului rețelei de aeraj, fiind utilizate atît în cazul minelor în proiectare cît și în exploatare.

Întocmirea acestor scheme se realizează în baza criteriilor geometriei descriptive și anume: în construcție axonometrică (ortogonală sau oblică) și în construcție afină (ortogonală sau oblică).

*Scheme spațiale simple.* Schemele spațiale simple sînt reprezentări grafice tridimensionale ale ansamblului de lucrări miniere ce alcătuiesc rețeaua de aeraj, diferitele dimensiuni (lungimea lucrărilor, adîncirea lucrărilor etc.).

La întocmirea acestor scheme se mențin sub formă indicativă înclinarea stratelor di uneori orientarea geografică a lor; în continuare avînd în vedere criterii convenționale se reprezentare a diferitelor categorii de lucrări miniere, construcții de aeraj, fronturi e lucru etc., se alcătuiește o osatură care red ă sugestiv, în spațiu, rețeaua de aeraj dtudiată (fig. XXV.31).

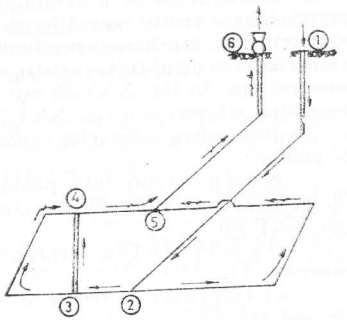



Fig. XXV.31. Schema spațială simplă a unei mine.

*Scheme spațiale orientative.* În cazul rețelelor de aeraj foarte complicate, orientarea în modul de aeraj al minei numai în baza schemei spațiale (simple sau geometrice) devine dificilă, în care scop este necesară construirea unor scheme orientative, în care se redau doar unele elemente caracteristice schemei de bază (fig. XXV.32).

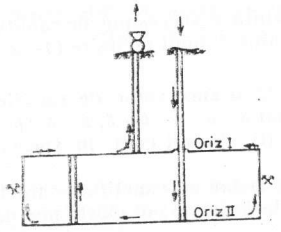



Fig. XXV.32. Schema spațială orientativă.

**Scheme principale.** Schemele principale sînt reprezentări structurale ale curenților sau sistemelor de curenți ce înglobează toate elementele necesare analizării sistemelor de aeraj. Din schemele principale fac parte schemele : canonice, cantitative și potențiale.

*Scheme canonice.* Acestea au drept scop indicarea clară a sistemului de aeraj, facilitînd proiectarea și studierea aerajului din mai multe puncte de vedere și anume : analiza sistemelor, repartiția naturală a debitului de aer, stabilirea circuitelor de aeraj,

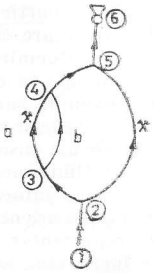



Fig. XXV.33. Schema canonică aferentă schemei spațiale (fig. XXV.31).

a modului de realizare a aerajului (ascendent sau descendent) etc. Pe schemele canonice se marchează sensul curenților de aer, locul de amplasare a ventilatoarelor (principale și auxiliare), mărimea depresiunii în punctele nodale, cîmpuri de exploatare, diferite construcții de aeraj (uși, registre etc.), puncte de avarii (focuri, erupții de gaze, surpări masive) etc. În fig. XXV.33 este redată schema canonică a sistemului de aeraj corespunzător schemei din fig. XXV.31.

Întocmirea schemelor canonice necesită cunoașterea elementelor ei caracteristice și anume :

N o d u l reprezintă punctul de intersecție a cel puțin trei curenți de aeraj (*2, 3, 4, 5*, fig. XXV.33) precum și punctele de intrare și ieșire a aerului (*1, 6*, fig. XXV.33).

R a m i f i c a ț i a reprezintă porțiunea de lanț cuprinsă între două noduri succesive (*1—2, 2—3, 3—a—4, 3—b—4*, fig. XXV.33).

a) Din punct de vedere *al stabilității sensului de curgere a aerului prin ramificație*, ele pot fi :

— ramificații *normale*, cînd sensul de curgere a aerului este bine determinat, păstrîndu-se constant ;

— ramificații *diagonale*, cînd sensul de curgere a aerului se poate modifica de la caz la caz, funcție de raporturile ce intervin între rezistențele izvoarelor de energie din celelalte ramificații.

C i r c u i t u l sau t r a s e u l d e a e r a j reprezintă o succesiune de ramificații care include în mod obligatoriu un nod de intrare a aerului și unul de ieșire (*1—2—3—a—4—5—6*, fig. XXV.33).

O c h i u l sau c o n t u r u l î n c h i s reprezintă o succesiune de ramificații, astfel încît după parcurgerea lor, se ajunge la nodul inițial *3—a—4—b—3, 2—3—b—4—5—2...* (fig. XXV.33). Din punct de vedere constructiv, ținînd cont în special de caracterul ramificațiilor schemelor, acestea pot fi :

— *scheme canonice echivoce* sau *subiective*, care nu redau cu exactitate caracterul normal sau diagonal al ramificațiilor ; pentru unul și același sistem pot exista mai multe scheme echivoce ;



— *scheme canonice unice* sau *obiective*, cînd după precizarea caracterului ramificației (normale sau diagonale), pentru unul și același sistem nu se poate întocmi decît o singură schemă canonică.

b) După *încadrarea ramificațiilor în ochiuri*, schemele canonice pot fi :

— *scheme canonice deschise*, cînd există ramificații în afara ochiurilor (fig. XXV.33) ;

— *scheme canonice închise*, la care toate ramificațiile se încadrează în ochiuri (fig. XXV.34).

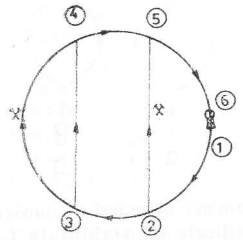



Fig. XXV.34. Schema canonică închisă aferentă schemei canonice deschise (fig. XXV.33).

Orice schemă canonică deschisă poate fi transformată într-o schemă canonică închisă, considerînd legătura între primul nod și ultimul nod al sistemului drept o ramificație de rezistență aerodinamică zero. (Atmosfera exterioară poate fi considerată fictiv o conductă cu dimensiuni transversale foarte mari și deci rezistența aerodinamică egală cu zero).

Întocmirea schemelor canonice comportă o succesiune de faze și anume : pregătirea materialului, întocmirea tabelului structural al sistemului de aeraj, întocmirea schemei canonice echivoce și întocmirea schemei canonice unice.

— *Pregătirea materialului* constă în stabilirea curenților din schema spațială (sensul de curgere se stabilește pe baza măsurătorilor din subteran sau în baza prezumțiilor impuse de proiectare), stabilirea scurtcircuitărilor și precizarea locului de amplasare a diferitelor construcții de aeraj, stabilirea nodurilor și numerotarea lor în schemă.

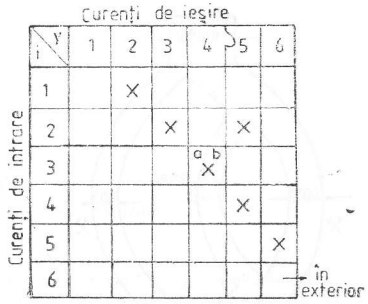



Fig. XXV.35. Întocmirea tabelului structural al sistemului de aeraj corespunzător schemei spațiale (fig. XXV.31).

— *Întocmirea tabelului structural al sistemului* (fig. XXV.35). Acesta cuprinde pe verticală și pe orizontală toate nodurile din schema spațială studiată (*1, 2, ... 6*, fig. XXV.31).

— *Întocmirea schemei canonice echivoce.* Ramificațiile se orientează, de regulă, corespunzător amplasării lor în schema spațială. În cazul aerajului general ascendent, la întocmirea schemei canonice gurile de intrare a aerului se amplasează în partea inferioară a schemei, iar cele de ieșire în partea superioară (fig. XXV.36,*a*), iar în cazul aerajului general descendent se procedează invers (fig. XXV.36,*b*).

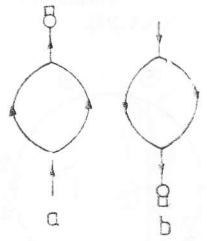



Fig. XXV.36. Scheme canonice :
*a* — aeraj general ascendent ; *b* — aeraj general descendent.

— *Întocmirea schemei canonice unice.* În vederea întocmirii schemei canonice unice se determină gradul de stabilitate al sistemului prin indicele de stabilitate $i_s$.

$$i_s = \frac{n}{n + d} \qquad (5.1)$$

unde : $n$ reprezintă numărul ramificațiilor normale ; $d$ — numărul ramificațiilor diagonale.

Indicele de stabilitate $i_s$, în cele mai bune cazuri, poate fi egal cu unitatea ; de regulă $i_s < 1$.

La proiectarea aerajului este suficientă schema canonică echivocă care permite analiza cantitativă a distribuției naturale a aerului în subteran.

Schemele canonice unice se folosesc în exploatare și mai ales în studiul focurilor și inversărilor de aeraj.

*Scheme cantitative.* Acestea sînt scheme canonice reprezentate în sistemul de referință unidimensional al grosimilor ramificațiilor, corespunzător debitului de aer ce se vehiculează prin ele (fig. XXV.37).

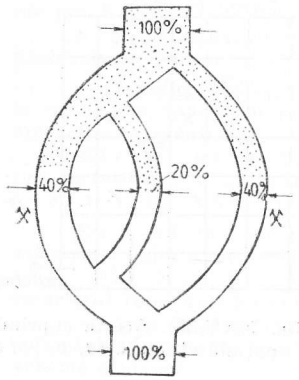



Fig. XXV.37. Schema cantitativă corespunzătoare schemei canonice (fig. XXV.33).



Pentru minele în proiectare întocmirea schemelor cantitative se face în baza debitelor de aer calculate prin proiect, iar pentru minele în exploatare în baza debitelor măsurate în subteran.

După modul de exprimare a debitului se pot obține :

— *schemele cantitative procentuale* (exprimarea debitului în ramificații se face în procente față de cantitatea de aer ce intră în sistem) ;

— *scheme cantitative debitmetrice* (grosimile ramificațiilor reprezintă mărimea debitelor corespunzătoare, exprimate în $m^3$/min) ;

— *scheme cantitative combinate* (grosimile ramificațiilor sînt exprimate și în procente și în debite). Schemele cantitative combinate sînt cele mai indicate prezentînd operativitate în studiul aerajului.

*Scheme potențiale.* Schemele potențiale permit evaluarea raporturilor energetice din cadrul sistemelor de aeraj. Ele se întocmesc în baza schemelor canonice, reprezentate în sistemul de referință unidimensional al depresiunilor, astfel încît fiecărui nod din schemă să-i corespundă pe scara verticală pierderea de sarcină consumată pentru deplasarea cantității de aer din nodul de intrare în rețea și pînă la nodul respectiv (fig. XXV.38).

Întocmirea practică a schemelor potențiale comportă următoarele etape distincte :

— întocmirea schemei canonice echivoce ;

— stabilirea pierderilor aparente de sarcină și a depresiunilor pe diferitele circuite pentru punctele caracteristice (pentru rețelele existente pe baza măsurătorilor, pentru cele proiectate în baza calculelor) ;

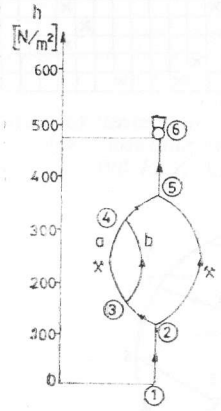


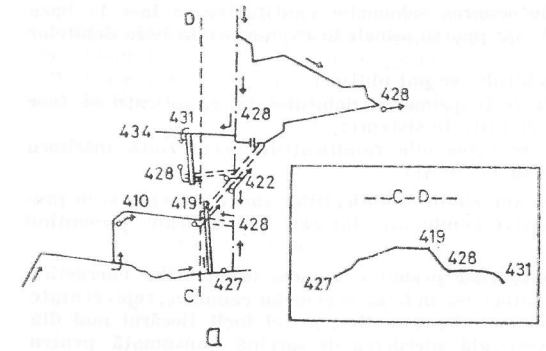

Fig. XXV.38. Întocmirea schemei potențiale corespunzătoare schemei canonice (fig. XXV.33).

— centralizarea rezultatelor pe toate ramificațiile sistemului ;

— alegerea unui sistem de referință ;

— întocmirea schemei potențiale la scara aleasă.

În continuare se dă un alt exemplu de întocmire a schemelor principale pornind de la planul de situație a unei zone miniere (fig. XXV.39, *a*) și a schemei spațiale respective (fig. XXV.39, *b*). După alcătuirea tabelului structural al curenților (fig. XXV.40) s-a întocmit schema canonică deschisă (fig. XXV.41) și schema canonică închisă (fig. XXV.42).



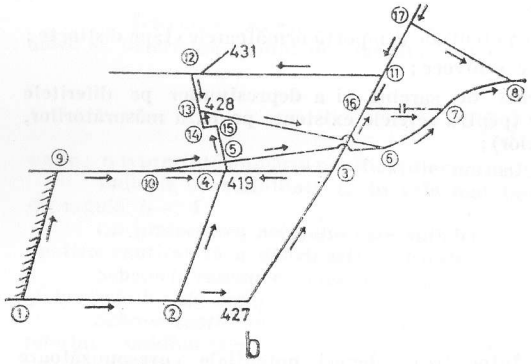




Fig. XXV.39. Reprezentarea spațială a unei zone miniere.

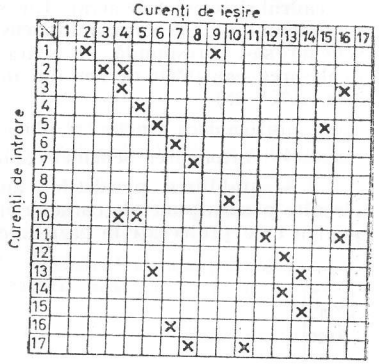



Fig. XXV.40. Întocmirea tabelului structural corespunzător schemei din (fig. XXV.39).

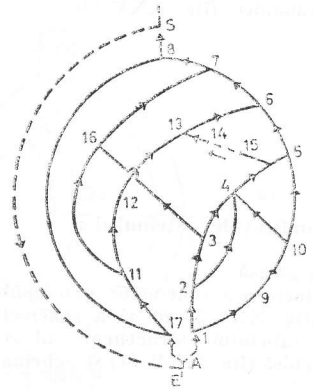


Fig. XXV.41. Schema canonică deschisă corespunzătoare schemei din fig. XXV.39.

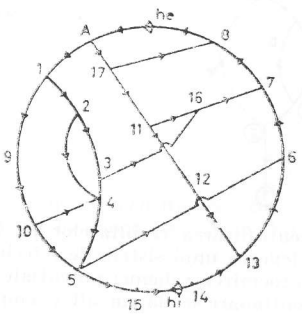


Fig. XXV.42. Schema canonică închisă corespunzătoare schemei canonice deschisă (fig. XXV.39).



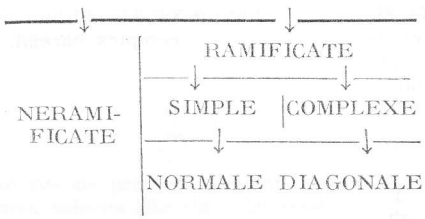
## 5.2. CLASIFICAREA SISTEMELOR DE AERAJ

Diversitatea rețelelor de aeraj face ca și sistemele de aeraj să se deosebească între ele.

Criteriile de clasificare a sistemelor de aeraj (fig. XXV.21) sînt impuse de numărul, modul de legare și caracterul ramificațiilor.

*Tabelul XXV.21*

**Clasificarea sistemelor de aeraj**




a) *Sistem neramificat* se compune dintr-un singur circuit, ramificațiile acestuia fiind legate în serie (fig. XXV.43).

b) *Sistem ramificat* ce se compune din două circuite de aeraj :

— *sistem ramificat simplu normal* este alcătuit din două circuite legate în paralel (fig. XXV.44) ;

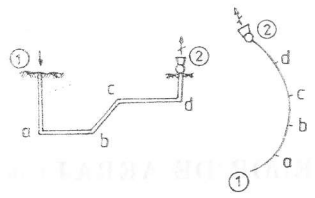



Fig. XXV.43. Sistem neramificat.

Fig. XXV.44. Sistem ramificat simplu normal

— *sistem ramificat simplu diagonal* cînd se menține condiția precedentă cu specificarea că cele două circuite paralele sînt legate cu o ramificație diagonală (fig. XXV.45) ;

— *sistem ramificat complex normal* este alcătuit din mai multe circuite paralele și în serie (fig. XXV.46) ;

— *sistem ramificat complex diagonal* este alcătuit din mai multe ramificații paralele și diagonale (fig. XXV.47).

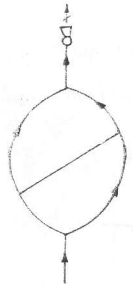
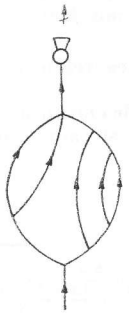


Fig. XXV.45. Sistem ramificat simplu diagonal.

Fig. XXV.46. Sistem ramificat complex normal.



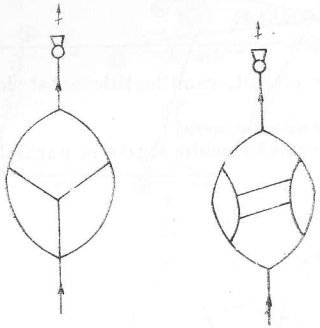


Fig. XXV.47. Sistem ramificat complex diagonal.

## 5.3. REZOLVAREA SISTEMELOR DE AERAJ

În rețeaua de aeraj curgerea curenților de aer respectă unele legi analoge cu legile lui Kirchhoff, referitoare la rețelele electrice și anume :

— *Legea nodurilor* : suma algebrică a debitelor de aer în fiecare nod este egală cu zero.

$$\sum_{i=1}^{n} Q_i = 0 \qquad (5.2)$$



unde : $n$ este numărul ramificațiilor incidente în nod ; $Q_i$ — debitele de aer aferente ramificațiilor respective.

De exemplu pentru schema din fig. XXV.48 relația (5.2) devine :

$$Q_1 + Q_2 = Q_3 + Q_4 + Q_5$$

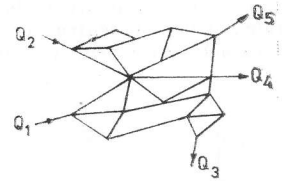



Fig. XXV.48. Rețea de aeraj.

— *Legea ochiurilor* sau *contururilor închise* : suma algebrică a pierderilor de presiune de-a lungul unui contur închis (inclusiv a surselor de presiune incluse în ochi) este egală cu zero

$$\sum_{i=1}^{n} h_i = 0 \qquad (5.3)$$

unde $h_i$ reprezintă pierderile de presiune aferente fiecărei ramificații.

De exemplu, pentru schema din fig. 5.19 relația (5.3) devine :

$$h_{1-2} + h_{2-3} = h_{1-5} + h_{5-4} + h_{4-3}$$

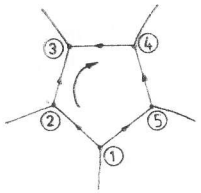



Fig. XXV.49. Contur închis într-o rețea de aeraj.

### 5.3.1 METODE DE REZOLVARE A SISTEMELOR DE AERAJ

**Metoda tabelului scalar.** Se aplică la rezolvarea sistemelor ramificate simple normale și complexe normale. Pentru aplicarea metodei ramificațiilor sistemului se categorisesc în clase, în ordinea racordării lor la diferite noduri.

Toate ramificațiile ce pornesc din cel de-al doilea nod al sistemului și sînt cuprinse între acesta și penultimul nod al sistemului se numesc *ramificații de clasa I*. Ramificațiile de clasa I se subdivid în *ramificații de clasa II*, apoi acestea în *clasa III* ș.a.m.d., ceea ce dă naștere sistemelor ramificate complexe normale.

Ramificațiile ce redau intrarea și ieșirea aerului (fără a suferi bifurcări) se numesc *ramificații de clasa 0* sau *curent întreg*.

*Observație.* Toate ramificațiile ce pornesc dintr-un nod comun și se reunesc într-un alt nod comun vor fi ramificații de aceeași clasă.

În fig. XXV.50 se exemplifică pentru unele sisteme modul de categorisire a ramificațiilor.

Metoda tabelului scalar are la bază legile (relațiile) de la legarea traseelor de aeraj serie-paralel, utilizînd pentru rezolvarea sistemului relațiile de însumare de la aceste legături caracteristice pentru rezistențele aerodinamice și orificiile echivalente.

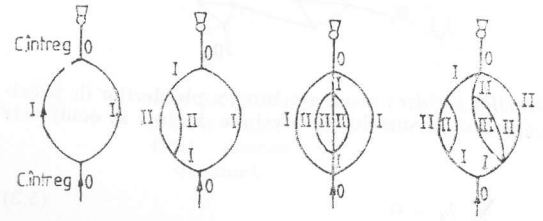



Fig. XXV.50. Divizarea ramificațiilor pe clase de curenți.

Astfel, pentru schema din fig. XXV.51 se întocmește tabelul scalar al curenților (tabelul XXV.22) în care se înscriu ramificațiile și clasele acestora caracterizate prin orificiile echivalente $A$ (m²) și rezistențele aerodinamice $R$ (kg/m⁷).

Ramificațiile se transcriu în tabel în mod succesiv, ținîndu-se cont de însumarea lor. Calculul constă în aplicarea relațiilor :

Legarea în serie $$R = \sum_{i=1}^{n} R_i$$

Legarea în paralel $$A = \sum_{i=1}^{n} A_i$$

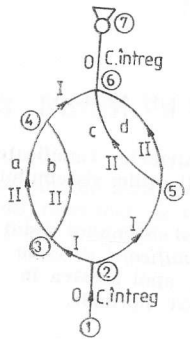



Fig. XXV.51. Sistem ramificat complex normal.



iar trecerea de la rezistențe la orificii echivalente sau invers se face prin relațiile

$$A = \frac{1{,}2}{\sqrt{R}} \text{ [m²]} \quad \text{și} \quad R = \frac{1{,}44}{A^2} \text{ [kg/m⁷]}$$

Cu ajutorul acestei metode se determină rapid mărimea rezistenței și orificiului echivalent pentru întregul sistem.

*Tabelul XXV.22*

**Metoda tabelului scalar**

| Ramificația | Clase de curenți | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | O (c. întreg) | | I | | II | |
| | A [m²] | R [kg/m⁷] | $A_2$ [m²] | R [kg/m⁷] | A [m²] | R [kg/m⁷] |
| 1—2 | | $R_{1-2}$ | | | | |
| 2—3 | | $R_{2-3}$ | | | | |
| 3—a—4 | | | $A_{3-a-4}$ | $\leftarrow R_{3-a-4}$ | | |
| 3—b—4 | | | $A_{3-b-4}$ | $\leftarrow R_{3-b-4}$ | | |
| 3—4 | | $R_{2-3} \leftarrow$ | $A_{3-4}$ | | | |
| 4—6 | | $R_{4-6}$ | | | | |
| 2—st—6 | | $A_{2-st-6} \leftarrow R_{2-st-6}$ | | | | |
| 2—5 | | $R_{2-5}$ | | | | |
| 5—c—6 | | | $A_{5-c-6}$ | $\leftarrow R_{5-c-6}$ | | |
| 5—d—6 | | | $A_{5-d-6}$ | $\leftarrow R_{5-d-6}$ | | |
| 5—6 | | $R_{5-6}$ | $A_{5-6}$ | | | |
| 2—dr—6 | | $A_{2-dr-6} \leftarrow R_{2-dr-6}$ | | | | |
| 2—6 | | $R_{2-6} \leftarrow A_{2-6}$ | | | | |
| 6—7 | | $R_{2-7}$ | | | | |
| 1—7 | $A_{1-7} \leftarrow$ | $R_{1-7}$ | | | | |

**Metode grafice.** Metoda se poate aplica la rezolvarea sistemelor ramificate complexe diagonale.

Transformarea sistemului se face considerînd legătura prin aer între intrarea aerului în mină și ieșire — drept o ramificație de rezistență nulă.

Compatibilitatea sistemului de aeraj este dată de legea care spune că „linia de bază", care separă toți curenții de intrare de toți curenții de ieșire, să nu conțină nici un ochi (contur închis).

— *Transformarea unui sistem ramificat complex diagonal funcționînd sub acțiunea a două ventilatoare, într-un sistem ramificat complex normal echivalent* (fig. XXV.52, *a*)

În acest sistem ramificațiile *4—5* și *4—6* pot constitui linia mediană (fig. XXV.52,*b*) ce separă curenții de intrare (*1—5, 2—4, 3—6*) de cei de ieșire (*5—7, 6—8*). Dacă se realizează schemele canonice închise pentru fiecare circuit care întretaie direct linia de bază și au extremitățile în atmosfera exterioară (fig. XXV.52, *c*), se pot concentra într-un punct toate nodurile existente în atmosfera exterioară, rezultînd un sistem echivalent de tipul celor ramificate complexe normale rezolvabile.

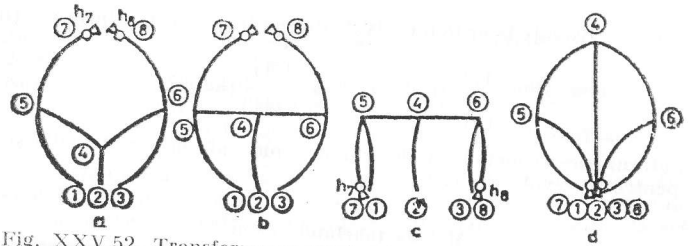


Fig. XXV.52. Transformarea unui sistem ramificat complex diagonal sub acțiunea a două ventilatoare, într-un sistem ramificat complex normal echivalent.

**Metoda bifurcării ramificațiilor.** Se aplică în cazul sistemelor ramificate complexe diagonale. Metoda constă în înlocuirea unor ramificații (fig. XXV.53, *a* ramificația $5-6$) cu două ramificații paralele fictive (fig. XXV.53, *b*) ramificațiile $5-a-6$ și $5-b-6$), considerînd distribuția aerului în aceste ramificații echivalentă distribuției din ramificațiile $3-5$ și $4-5$, astfel :

$$q_{5-6} = q_{3-5} + q_{4-5}$$
$$q_{5-6} = q_{5-a-6} + q_{5-b-6} \qquad (5.4)$$

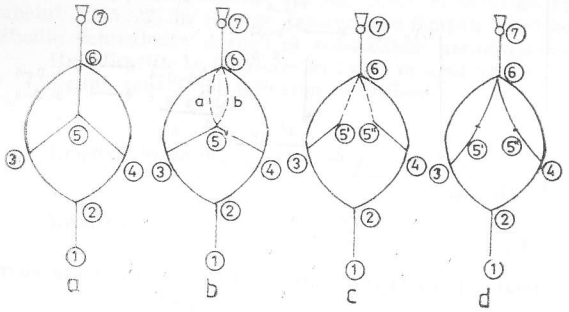


Fig. XXV.53. Metoda bifurcării ramificației.

Dacă rezistența noilor ramificații fictive legate în paralel este egală cu rezistența ramificației $5-6$, curgerea aerului în sistem nu suferă modificări.

$$R_{5-6} = \frac{R_{5-a-6}}{\left(1 + \sqrt{\frac{R_{5-a-6}}{R_{5-b-6}}}\right)^2} \quad \text{sau} \quad R_{5-6} = \frac{R_{5-b-6}}{\left(1 + \sqrt{\frac{R_{5-b-6}}{R_{5-a-6}}}\right)^2} \qquad (5.5)$$

în care dacă ținem cont de relația :

$$R_{5-a-6} Q^2_{5-a-5} = R_{5-b-6} Q^2_{5-b-6} \qquad (5.6)$$



se obține :

$$R_{5-a-6} = R_{5-6}\left(1 + \frac{Q_{5-b-6}}{Q_{5-a-6}}\right)^2 \qquad (5.7)$$

$$R_{5-b-6} = R_{5-6}\left(1 + \frac{Q_{5-a-6}}{Q_{5-b-6}}\right)^2$$

Astfel se poate da o nouă formă schemei și anume : *sistem ramificat complex normal* rezolvabil (fig. XXV.53, *c* și *d*).

În vederea rezolvării sistemului se consideră distribuția debitului de aer în ramificațiile fictive egală, deci raportul :

$$\frac{Q_{5-b-6}}{Q_{5-a-6}} = \frac{Q_{5-a-6}}{Q_{5-b-6}} = 1$$

dînd astfel posibilitatea găsirii în prima aproximație valorile pentru rezistențele ramurilor fictive $R_{5-a-6}$ și $R_{5-b-6}$. După bifurcare și transformarea sistemului se calculează distribuția aerului care apoi se calculează într-o altă aproximare și așa mai departe, pînă la obținerea unor rezultate aproximativ egale în două aproximări succesive.

La utilizarea acestei metode se recomandă, în limita posibilităților, bifurcarea ramificației cu rezistența cea mai mică, însă astfel aleasă încît să transforme schema inițială într-o schemă cît mai simplă, în vederea efectuării calculului și rezolvarea întregului sistem dat.

### 5.3.2. UTILIZAREA CALCULATOARELOR ÎN CALCULUL REȚELELOR DE AERAJ

În mineritul mondial actual principalele probleme de tehnica aerajului se rezolvă în cea mai mare parte cu ajutorul calculatoarelor electronice.

Utilizarea calculatoarelor numerice creează posibilitatea calculului rețelelor de aeraj indiferent de gradul lor de complexitate și obținerea unor rezultate riguros exacte, în deplină concordanță cu situațiile concrete existente în mină.

Principalele probleme de aeraj care intervin în cursul procesului de exploatare sînt :

- distribuția naturală a debitelor de aer în rețeaua de aeraj ;
- prognoza modificărilor distribuirii debitelor de aer în rețele ;
- determinarea regimurilor optime de funcționare a ventilatoarelor ;
- reglarea debitelor de aer conform cerințelor impuse de norme ;
- cercetarea regimurilor de avarie a aerajului etc.

Programele de calcul întocmite în diferite țări pe baza modelelor matematice permit soluționarea atît a problemelor de distribuție naturală cît și a celor de distribuție impusă a debitelor de aer în ramificații. Aceste programe admit mijloace combinate de reglare (ventilatoare auxiliare și uși cu registru), conform normelor de tehnica securității specifice țării.

Programele elaborate pe plan mondial pentru rezolvarea rețelelor de aeraj pot fi aplicate în cazul oricăror rețele de aeraj, indiferent de gradul lor de complexitate, dacă se dispune de informații suficiente referitoare la următoarele :

a) Date despre rețeaua reală de aeraj, numărul nodurilor de intrare, a nodurilor de ieșire, numărul ramurilor și rezistența aerodinamică a lucrării miniere, tipul ramurii (ramură în care este montat un ventilator, ramură cu debit impus sau ramură obișnuită).

În cazul cînd nu se dispune de rezistența aerodinamică a lucrării, aceasta se poate calcula automat din informații asupra caracteristicilor lucrării și anume : lungime, secțiune, perimetru, coeficient de rezistență aerodinamică a lucrării miniere.

b) Caracteristicile ventilatoarelor.

c) Depresiunea tirajului natural în fiecare ramură a rețelei (calculat sau măsurat) sau depresiunea calorică a unui foc izbucnit într-o ramură.

d) Debitele impuse și numărul ramurilor în care se cere asigurarea acestor debite

e) Date despre modificările proiectate în rețeaua reală ; acestea se pot referi la introducerea unor ramuri noi în rețea, scoaterii unor ramuri, oprirea temporară a ventilatoarelor, avarii etc.

Calculatorul (ordinatorul) rezolvă sistemul de ecuație rezultat prin aplicarea legilor aerodinamicii, în cazul unei rețele date, utilizînd metoda aproximării succesive, precizia obținută depinzînd în exclusivitate de datele introduse și de metoda de calcul.

Dintre metodele descrise în literatura de specialitate (Hardy—Cross, Aprile—Sciorta, Van Den Dungen, Suzuki, Protodiakonov, Barczyk Bystron ș.a.) cea mai uzuală este *metoda Hardy-Cross.*

Metoda Hardy-Cross reprezintă un procedeu iterativ de compensare a depresiunilor, în scopul obținerii unui sistem echilibrat de debite de aer.

Etapele pe care le comportă metoda Hardy-Cross sînt evidențiate prin :

— repartiția inițială arbitrară a debitelor de aer în rețeaua de aeraj ;

— determinarea ochiurilor necesare de echilibrat în sistem ;

— calculul corecțiilor debitelor de aer.

Se descrie în continuare principiul de bază al acestei metode.

Dacă parametrii tehnici de aeraj se referă la pierderile de presiune $\Delta p$, debitu. de aer $Q$ și rezistențele aerodinamice $R$, atunci cele trei mărimi apar pe fiecare cale de aeraj ca necunoscute.

Pentru calculul necunoscutelor se face apel la cele două legi ale lui Kirchoff și relațiile caracteristice ramurilor :

$$\Sigma Q = 0 \qquad \text{(a)}$$

$$\Sigma RQ|Q| + \Sigma p_v = 0 \qquad \text{(b)}$$

Dacă rețeaua de aeraj comportă $N$ noduri și $B$ ramuri există $N - 1$ ecuații liniare de tip (a) ce exprimă conservarea debitului în noduri și $B - (N - 1) = m$ ecuații neliniare de tip (b) care arată că de-a lungul unui contur închis (ochi) pierderile de sarcină și presiunile motrice se echilibrează.

Datele problemei sînt rezistențele ramurilor și presiunile, iar necunoscute sînt debitele fiecărei ramuri adică tot $B$ necunoscute.

Metoda Hardy-Cross rezolvă sistemul de $B$ ecuații (a) și (b) prin aproximări succesive, liniarizînd ecuațiile (b). Se ia ca punct de plecare o repartiție a debitelor $Q_{i,0}$ arbitrară, dar să satisfacă condițiile liniare (a).



În afară de cazul de excepție (infinit puțin probabil), relațiile (b) nu vor fi satisfăcute și vom avea :

$$\Sigma R_i |Q_{i,0}| Q_{i,0} + \Sigma p_{v,j} = \varepsilon_k, \quad \text{cu } k = 1 \ldots m.$$

Se impune corectarea debitelor $Q_{i,0}$ astfel ca să apropiem $\varepsilon_k$ pe cît posibil de zero, respectînd în continuare ecuațiile (a).

Corecția debitului de aer se efectuează succesiv pentru toate $B - (N - 1)$ ochiurile necesare, luînd în considerație legile lui Kirchoff.

Corecția debitului ramurii $i$ aparținînd ochiului $k$ va fi egală cu $\pm \Delta Q_k$, după orientarea sensului pozitiv al debitului $Q_i$ în raport cu sensul pozitiv de circulație în jurul ochiului.

După ce s-a calculat corecția pentru primul ochi, de exemplu, se va înlocui debitul $Q_{i,0}$ prin :

$$Q_{i,1} = + Q_{i,0} \pm \delta \Delta Q_1 \qquad (5.8)$$

unde : $\delta = 1$ dacă ramura aparține acestui ochi și $\delta = 0$ dacă ea nu-i aparține.

Pentru al doilea ochi, se calculează corecția debitului prin aceeași formulă, înlocuind debitul $Q_{i,1}$, prin :

$$Q_{i,2} = Q_{i,1} \pm \delta \Delta Q_2$$

sau pentru cazul general :

$$Q_{i,k} = Q_{i,k-1} \pm \delta_{i,k} \Delta Q_k$$

cu $k = 1 \ldots m$, $\Delta Q_k$ fiind calculat pe baza debitelor $Q_{i,k-1}$.

Calculul corecțiilor debitelor de aer se efectuează cu relația :

$$\Delta Q_k = - \frac{\sum_{i=1}^{m} R_i Q_i |Q_i|}{2 \sum_{i=1}^{m} R_i |Q_i|} \quad \text{sau} \qquad (5.9)$$

— dacă ochiul conține un ventilator :

$$\Delta Q_k = - \frac{\sum_{i=1}^{m} R_i Q_i |Q_i| - \Delta p_v}{2 \sum_{i=1}^{m} R_i |Q_i|} \quad \text{sau} \qquad (5.10)$$

— dacă se ia în considerare și influența depresiunii tirajului natural avem :

$$\Delta Q = -\frac{\sum_{i=1}^{m} R_i Q_i |Q_i| - \Sigma \Delta p_v - \Delta h_n}{\sum_{i=1}^{m} R_i |Q_i|} \qquad (5.11)$$

*Observație.* Pentru $k = m$ prima iterație este terminată.

Ecuațiile de mai sus aplicate unui număr mare de noduri și contururi închise (ce caracterizează rețelele complexe de aeraj) determină realizarea unui sistem complex de ecuații, dificil de rezolvat, de aceea în acest sens, pe plan mondial, s-au elaborat o serie de algoritme pentru realizarea automată a contururilor independente.

Respectarea condiției de independență a contururilor este posibilită prin utilizarea arborilor rețelelor de aeraj.

În literatura de specialitate se dau mai multe algoritme pentru construirea arborelui optim al unui graf dintre care :

— algoritmul Sollin ;
— algoritmul Kruskal ;
— algoritmul valorilor minime pe linie și coloană ;
— algoritmul Uhring ;
— algoritmul Massen.

După construirea arborelui optimal se construiește un sistem de ochiuri independente necesare rezolvării complete a problemei.

# 6. CONSTRUCȚII DE AERAJ

Construcțiile de aeraj reprezintă o serie de mijloace auxiliare utilizate atît în subteran cît și la suprafața minelor, avînd ca scop asigurarea următoarelor condiții :

— repartizarea aerului după necesități ;
— evitarea scurtcircuitărilor între curenții de aer proaspăt și viciat ;
— independența sectoarelor ;
— izolarea unor zone în caz de avarie etc.

**Clasificarea construcțiilor de aeraj.** La clasificarea construcțiilor de aeraj se ține cont de :

a) locul de amplasare ;
— construcții de aeraj la suprafața minelor ;
— construcții de aeraj în subteran.
b) destinația construcțiilor de aeraj :
— construcții care îngreunează sau fac imposibilă circulația aerului în lucrările miniere (închiderile de la gurile puțurilor de aeraj, ușile de vizitare ale canalelor de aeraj, diguri de aeraj, uși de aeraj etc.) ;
— construcții care facilitează circulația aerului în lucrările miniere (canale de aeraj, crosinguri, dispozitive pentru inversarea aerajului general al minei, ventilatoare auxiliare montate în subteran etc.



## 6.1. CONSTRUCȚII DE AERAJ LA SUPRAFAȚA MINELOR

**Canale de aeraj.** Canalele de aeraj fac legătura între instalația de ventilatoare și puțul de aeraj (fig. XXV.54). Se disting *canale de aeraj aspirante* prin care aerul este condus spre ventilator și *canale de inversare a aerajului*, care în caz de avarie refulează aerul în mină.

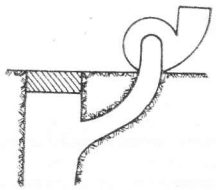


Fig. XXV.54. Canalul ventilatorului.

Canalele de aeraj trebuie să satisfacă următoarele cerințe :

1) suprafața secțiunii transversale trebuie să fie suficient de mare pentru ca viteza de curgere a aerului prin canal să nu depășească 15 m/s ;

2) lungimea canalului de aeraj trebuie să fie cît mai mică, dar în cazul cînd există pericol de explozie de metan sau praf mărunt se recomandă ca ventilatorul să fie amplasat la o distanță de minim 7,5 m de puț. În general, lungimea canalelor nu depășește 15—20 m ;

3) unirea canalului cu puțul de aeraj trebuie să se facă sub formă de cot rotunjit și sub unghi obtuz, prin trecerea treptată de la o secțiune la alta ;

4) forma secțiunii transversale trebuie să fie circulară sau apropiată de aceasta ;

5) axele canalului și ale ventilatoarelor trebuie să fie în același plan în cazul ventilatoarelor cu aspirație unilaterală și perpendiculare în cazul ventilatoarelor cu aspirație bilaterală ;

6) canalele se recomandă să fie betonate și sclivisite ;

7) pentru cazul canalelor care ies la suprafață, pentru evitarea înghețării, se recomandă să fie prevăzute cu instalații speciale de încălzire.

Rezistența canalelor a căror secțiune transversală este mai mare de 10 m² este cuprinsă între 0,005—0,02 kgf/m ⁷ iar a celor cu secțiune transversală mai mică de 10 m² între 0,02—0,1 kgf/m⁷ .

În canalul ventilatorului se montează stația de măsurare a debitului și depresiunii ventilatorului, precum și a vitezei curentului de aer, parametrii putînd fi urmăriți din clădirea destinată personalului de deservire a ventilatorului.

Canalele de aeraj pot avea diferite forme, în funcție de numărul ventilatoarelor și poziția lor față de puț, iar ca materiale de construcție se folosesc beton armat bolțari și cărămizi.

Pentru minele în proiectare pierderile de presiune din canalele de aeraj trebuie să fie egale cu maxim 15% din depresiunea stației pentru toate ventilatoarele cu debit nominal mai mare de 1000 m³/min. În fig. XXV.55 este redat un exemplu de proiectare a canalelor de aeraj, iar în fig. XXV.56 cîteva variante de executare a canalelor de aeraj aplicate în străinătate.

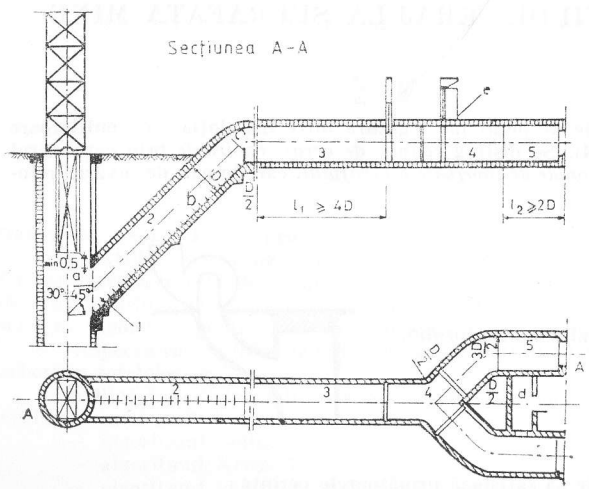



Fig. XXV.55. Secțiune printr-un canal de aeraj : *1* — intrare în puț ; *2* — tronson de trecere ; *3* — tronson de măsurare ; *4* — ramificația canalului ; *5* — tronson de uniformizare a debitului de aer ; *a* — grătar metalic ; *b* — bare metalice ; *c* — barieră ; *d* — ecluză ; *e* — registru.

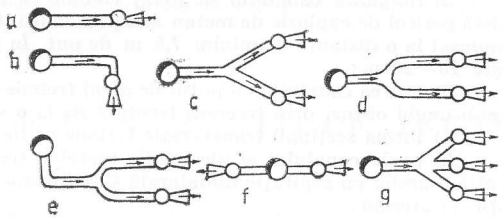



Fig. XXV.56. Exemple de canale de aeraj aplicate în străinătate.

**Clădirea ventilatorului.** La proiectarea clădirii ventilatorului, dimensiunile în plan orizontal și vertical se stabilesc în funcție de gabaritul utilajelor ce urmează a fi montate în interior, cu respectarea distanțelor stabilite prin norme, atît între utilaje cît și între acestea și pereții clădirii.

Clădirea ventilatorului constituie un adăpost pentru motorul în lucru și cel în rezervă, locul de amplasare a utilajelor electrice, a aparatelor de măsură și control, a dispozitivelor de siguranță și de alarmare, precum și pentru personalul de deservir a ventilatorului. În cazul ventilatoarelor cu debit între 800 și 1000 m³/min, clădirea constituie adăpost și pentru ventilator.

Pentru personalul de deservire al ventilatorului se proiectează o încăpere separată, izolată de celelalte încăperi prin pereți de cărămidă de minim 25 cm grosime, în vederea amortizării zgomotului produs de motorul ventilatorului în timpul funcționării.

**Difuzoare.** Difuzoarele servesc la transformarea depresiunii dinamice a ventilatoarelor la un regim dat, în depresiune statică.



Pierderile de energie a mașinii se calculează cu relația :

$$E = Q\frac{v^2\rho}{2}\ [\text{Nm/s}] \quad \text{sau} \quad [\text{J/s}] \qquad (6.1)$$

în care : $E$ este pierderea de energie a mașinii, J/s ; $Q$ — debitul instalației, m³/s ; $v$ — viteza aerului la ieșire, m/s ; $\rho$ — densitatea aerului, kg/m³.

În fig. XXV.57 este prezentat un difuzor pentru ventilator centrifugal, iar în fig. XXV.58 un difuzor pentru ventilator axial.

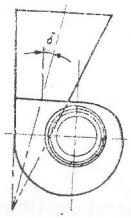



Fig. XXV.57. Difuzor pentru ventilator centrifugal.

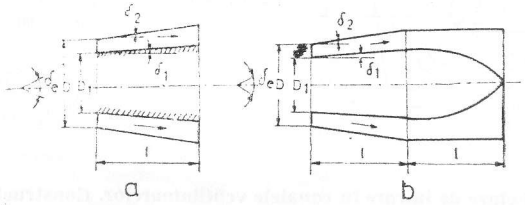



Fig. XXV.58. Difuzor pentru ventilator axial : *a* — conic ; *b* — în trepte.

*Difuzoarele ventilatoarelor centrifugale.* Se execută de obicei din tablă metalică și se livrează odată cu ventilatorul. Pentru a se asigura randamentul maxim, la construirea difuzoarelor trebuie respectată condiția ca în orice secțiune a difuzorului să existe aceeași structură a cîmpurilor de viteză : simetrică, contrară sau nesimetrică (fig. XXV.59) Cîmpuri de viteză simetrică au loc pentru unghiuri centrale cu deschiderea 0 ... 8°, nesimetrice de la 8 la 12°, iar pentru curenții contrari la unghiuri mai mari 12°.

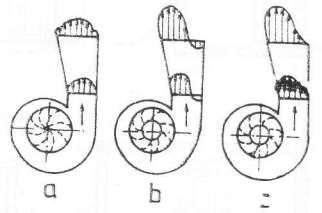



Fig. XXV.59. Structura cîmpurilor de viteză ale difuzoarelor : *a* — structura simetrică ; *b* — structura cîmpurilor de viteză cu curenți contrari ; *c* — structură asimetrică.

*Difuzoarele ventilatoarelor axiale.* Din cele două tipuri conice și în trepte mai corespunzătoare din punct de vedere al randamentului sînt cele conice. Randamentul maxim are loc la valorile

$$\delta_1 = 3° ;\ \delta_2 = 6° ;\ \delta_e = 11° ;\quad L = 2D \text{ și } S_2/S_1 = 2{,}21$$

Părțile componente ale unui difuzor pentru ventilatoare axiale sînt redate în fig. XXV.60.

Difuzoarele ventilatoarelor axiale trebuie să fie prevăzute cu ușă metalică de dimensiuni 60 × 80 cm, care se căptușește cu material absorbant de zgomot.

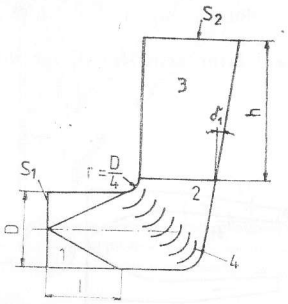



Fig. XXV.60. Schema constructivă a difuzorului ventilatorului axial și a plăcilor de dirijare a aerului:
*1* — tronson orizontal; *2* — arc vertical; *3* — tronson vertical; *4* — plăc de dirijare a aerului.

**Ecluze de intrare în canalele ventilatoarelor.** Construcții de aeraj destinate pentrui intrarea personalului de la suprafața minei în canalele ventilatoarelor principale, și anume:

— *orizontale* atunci cînd canalele de aeraj sînt situate la suprafața terenului (fig. XXV.61);

— *verticale* atunci cînd canalele de aeraj sînt executate sub nivelul terenului (fig. XXV.62).

Forma ecluzelor depinde de condițiile concrete și de numărul canalelor de aeraj.

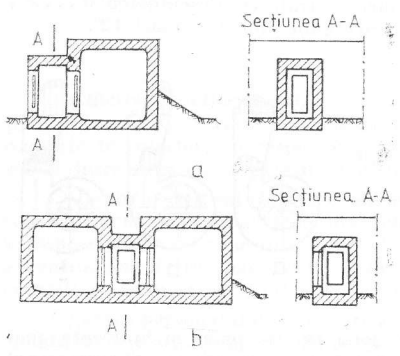



Fig. XXV.61. Ecluze orizontale de intrare în canalul de aeraj:
*a* — pentru un canal; *b* — pentru două canale.

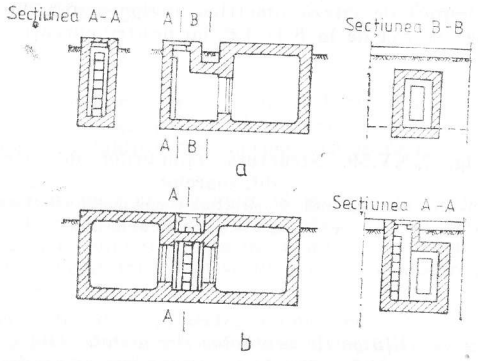



Fig. XXV.62. Ecluze verticale de intrare în canalul de aeraj:
*a* — pentru un canal; *b* — pentru două canale.



**Construcții de inversare a aerajului general.** Orice instalație de inversare a aerului, trebuie să îndeplinească următoarele condiții:

— inversarea curentului de aer să se poată realiza în maximum 10 minute;

— debitul de aer care intră în mină în cazul curentului inversat să fie de cel puțin 35% din debitul normal pentru mine negrizutoase și 60% pentru mine grizutoase;

— depresiunea realizată de ventilator la inversare să fie suficient de mare pentru a învinge tirajul natural și rezistența minei.

La inversarea curentului de aer o atenție deosebită trebuie să se acorde în special în minele grizutoase unde acumulările de metan pot atinge limite periculoase. Totodată, în acest caz, din cauza ușilor de aeraj care devin ineficace, pot avea loc scurtcircuitări însemnate de aer.

Schema unei instalații de inversare a curentului de aer în mină, este redată în fig. XXV.63.

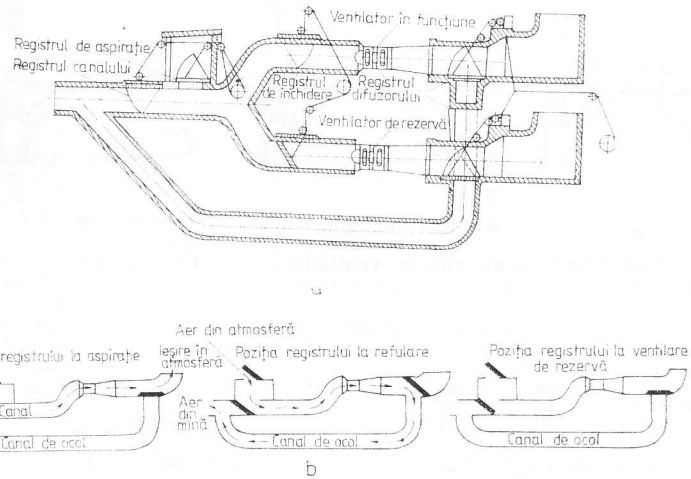



Fig. XXV.63. Schema de inversare a curentului de aer:
*a* — instalație de inversare cu cîte două canale; *b* — instalație de inversare cu un singur canal.

Inversarea aerajului general al minei se poate realiza astfel:

a) în *cazul ventilatoarelor centrifugale* cu ajutorul canalelor de ocol și a unor registre;

b) în *cazul ventilatoarelor axiale* prin:

— schimbarea sensului de rotație a axului ventilatorului;

— schimbarea unghiului de înclinare a paletelor cu păstrarea sensului de rotație al axului ventilatorului;

— schimbarea unghiului de înclinare al paletelor și inversarea sensului de rotație al axului ventilatorului;

— schimbarea unghiului de înclinare al paletelor conducătoare și inversarea sensului de rotație al axului ventilatorului;

— schimbarea unghiului de înclinare al paletelor conducătoare și al paletelor ventilatorului cu inversarea concomitentă a sensului de rotație al axului ventilatorului.

Instalațiile de inversare a curentului de aer în subteran pot fi cu următoarele posibilități:

— inversarea curentului de aer prin schimbarea aerajului din aspirant în refulant (fig. XXV.64 și XXV.65);

— inversarea curentului de aer cu menținerea modului de aeraj aspirant sau refulant (fig. XXV.66 și XXV.67).

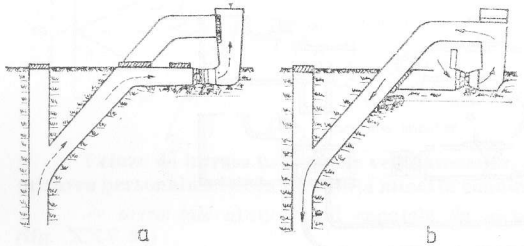



Fig. XXV.64. Stație cu un singur ventilator:
*a* — mod de aeraj aspirant; *b* — mod de aeraj refulant.

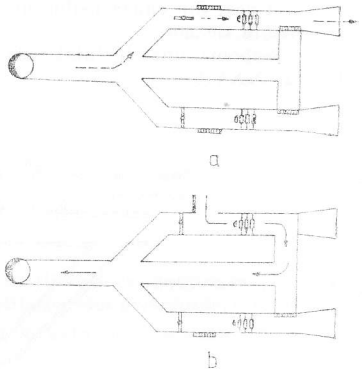



Fig. XXV.65. Stație cu două ventilatoare:
*a* — mod de aeraj aspirant; *b* — mod de aeraj refulant.

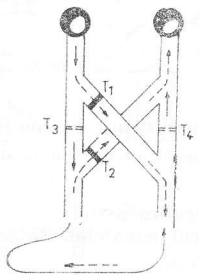



Fig. XXV.66. Inversarea curentului de aer menținînd modul de aeraj aspirant sau refulant: $T_1 \ldots T_4$ — uși de aeraj.

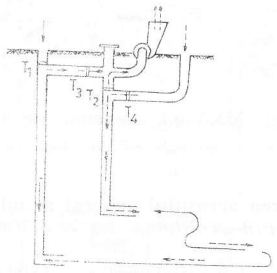



Fig. XXV.67. Inversarea curentului de aer menținînd modul de aeraj aspirant:
$T_1 \ldots T_4$ — uși de aeraj



**Dispozitive de închidere a gurii puțului de aeraj.** Tipul de închidere care se preconizează pentru etanșarea puțului de aeraj depinde de destinația puțului și de considerentele legate de activitatea minei, astfel:

— puțurile de aeraj care nu sînt dotate cu vase de extracție se închid cu una sau mai multe uși cu clape de trecere care se montează între gura puțului și intrarea în canalul ventilatorului. Clapele constituie un fel de supape de siguranță care au ca scop protejarea ventilatorului principal în caz de explozie sau erupție de gaze și material mărunt;

— puțurile de aeraj dotate cu vase de extracție, prin care se realizează și transport de personal, materiale și substanță minerală utilă, se închid în funcție de depresiunea ve tilatoarelor principale conform schemelor din fig. XXV.68.

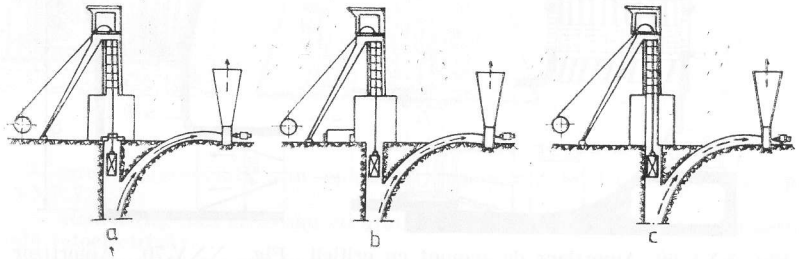



Fig. XXV.68. Metode de închidere a gurii puțului de aeraj:
*a* — cu ajutorul clapelor; *b* — cu ajutorul clădirii de detentă și a camerei-ecluză; *c* — prin etanșarea corpului turnului de extracție.

**Dispozitive de reducere a zgomotului produs de ventilator.** Zgomotul produs de instalațiile de aeraj se transmite în exterior prin carcasa ventilatorului, carcasa difuzorului, gura difuzorului, susținerea canalului, ușile de închidere etc.

Ventilatoarele axiale utilizate în industria minieră sînt cele mai zgomotoase, cu efect dăunător asupra sănătății persoanelor din apropiere, expuse timp îndelungat zgomotului.

Pentru reducerea zgomotului produs de ventilator în ultimul timp, pe plan mondial, s-au făcut progrese însemnate în sensul proiectării unor dispozitive destinate acestui scop și anume:

— dispozitiv cu orificii pentru amortizarea zgomotului produs la ieșirea din difuzor;

— etanșarea ușilor și orificiilor canalelor și difuzoarelor;

— îmbrăcarea suplimentară a difuzorului care se aplică în cazul ventilatoarelor existente cu pereți prea subțiri.

Pentru amortizarea zgomotului produs de aerul care iese prin difuzor se folosește un dispozitiv cu orificii compus din 2 pînă la 5 strate din plăci absorbante de zgomot, așezate în număr de pînă la 17 plăci într-un strat. Ca material absorbant se folosește vata de sticlă, sau vata minerală (fig. XXV.69).

În Danemarca s-a conceput un amortizor de zgomot format din plăci perforate, umplute cu vată minerală, avînd greutatea de 10 t, efectul de amortizare de 35 dB, iar pierderea de presiune de 70—100 N/m² (fig. XXV.70).

În U.R.S.S. au fost concepute dispozitive sub formă de pereți din zgură și beton cu grosime de 20 cm fixați pe un schelet din beton armat în interiorul difuzorului, la distanța de 40 cm în lumină și în poziție paralelă cu axul longitudinal al difuzorului. Dispozitivul este construit în difuzorul confecționat din cărămizi, iar efectul de amortizare a zgomotului este de 16—20 dB.

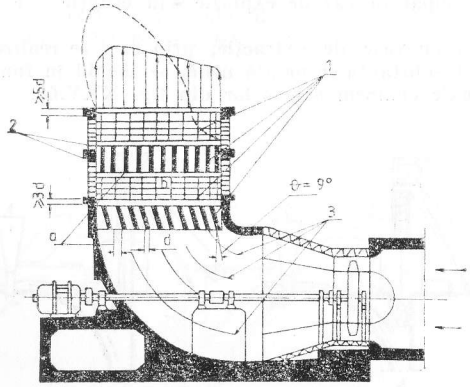



Fig. XXV.69. Amortizor de zgomot cu orificii pentru ventilatorul VOK 4J:
*1* — plăci absorbante de zgomot; *2* — rame metalice; *3* — plăci de dirijare.

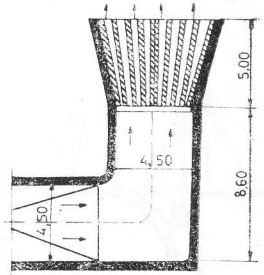



Fig. XXV.70. Amortizor de zgomot utilizat în Danemarca.

## 6.2. CONSTRUCȚII DE AERAJ ÎN SUBTERAN

**Uși de aeraj.** În general ușile de aeraj au următoarea destinație:
— separarea curenților de aer proaspăt de curenții de aer viciat;
— evitarea pierderilor de aer prin scurtcircuitările dintre puțul de intrare și puțul de ieșire a aerului din mină;
— repartiția curenților de aer după necesitățile exploatării și crearea unor circuite independente de aeraj, mai ales în cadrul minelor grizutoase.

Ușile de aeraj se construiesc din lemn, lemn căptușit cu tablă și din metal.

În funcție de profilul lucrării miniere ușile de aeraj pot fi (fig. XXV.71):
— cu un canat (fig. XXV.71, *a*);
— cu două canaturi (fig. XXV.71, *b*).

Dacă în lucrarea minieră are loc transportul și circulația personalului, în ușa de aeraj se lasă porți de trecere (fig. XXV.71, *c*). Deschiderea acestora trebuie astfel realizată încît depresiunea creată de ventilatorul principal să le mențină întotdeauna închise. Între tocul ușii și gabaritul garniturii trebuie să rămînă un spațiu de minim 0,5 m.

Manevrarea ușilor se realizează de către paznicii car le deservesc sau automat.

Punerea în funcțiune a ușilor automate se face:



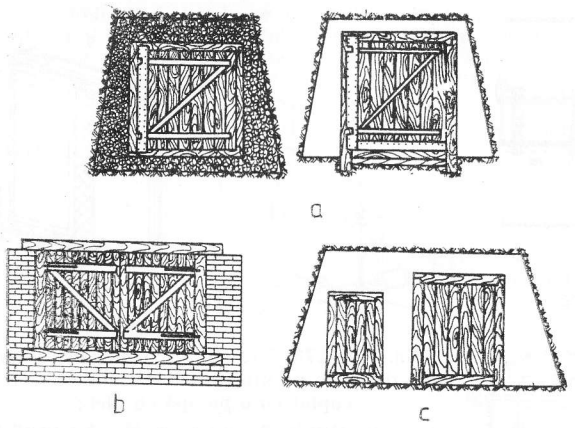



Fig. XXV.71. Uși de aeraj

— *mecanic* (automat) prin apăsarea vagonetului în trecere pe niște pîrghii (fig. XXV.72);
— *electric* (fig. XXV.73) sau cu ajutorul unui motor electric pus în legătură cu o celulă fotoelectrică;
— *pneumatic* (fig. XXV.74).

Dacă prin lucrarea minieră trebuie să treacă și un debit oarecare de aer, se construiesc uși de aeraj cu ferestre (fig. XXV.75, *a*), care au rolul de reglare a debitului. Închiderea ferestrelor se face cu ajutorul unor registre care pot fi glisante sau rotative. Aceste uși se montează la începutul ramificațiilor de aeraj și se confecționează din scînduri.

În cazul cînd are loc transport și circulația personalului, în uși se prevăd porți de trecere (fig. XXV.75, *b*).

În asemenea situații trebuie executate cel puțin două uși de reglare care să formeze un fel de cascadă de reglare.

Rezistența ferestrei ușii de reglare se determină cu relația:

$$R = 1{,}76\left(\frac{1}{S_0} - \frac{1}{S}\right)^2 \text{ kg/m}^7] \qquad (6.2)$$

în care: $R$ este rezistența ferestrei, kg/m$^7$; $S_0$ — suprafața ferestrei, m$^2$; $S$ — secțiunea lucrării miniere, m$^2$.

$$S_0 = \frac{1}{\frac{1}{S} + \sqrt{\frac{R}{1{,}76}}} \text{ [m}^2\text{]} \qquad (6.3)$$

Pentru reglarea debitului de aer se mai folosesc *paravane* care ocupă jumătate din profilul lucrării miniere și *perdele de aer*. Reglarea debitului în acest caz constă în dirijarea în secțiunea transversală a lucrării miniere a unui fascicul puternic de aer, produs de ventilatoare special montate în aceste lucrări.

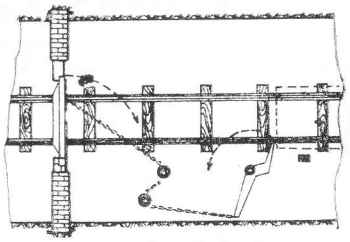


Fig. XXV.72. Ușă de aeraj cu manevrare automată.

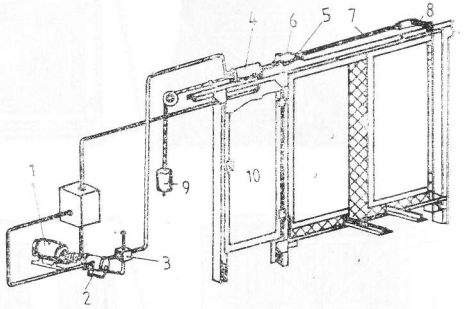



Fig. XXV.73. Ușă de aeraj automată care se deschide cu ajutorul unui motoe electric cuplat cu o pompă cu ulei :

*1* — motor electric; *2* — pompă de ulei; *3* — ventil de reducere; *4* — cilindru; *5* — cremalieră; *6* — roată dințată; *7* — bară; *8* — pîrghie; *9* — contragreutate; *10* — ușă pentru trecerea personalului.

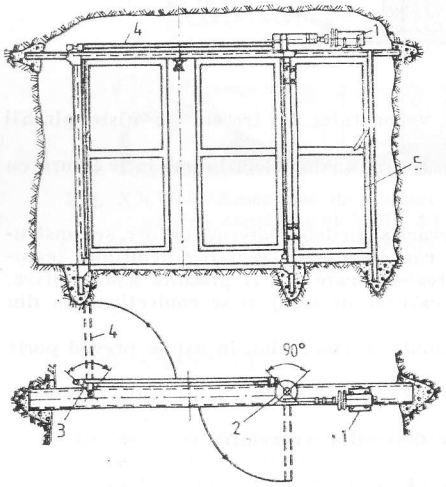



Fig. XXV.74. Ușă de aeraj automată (deschidere cu ajutorul energiei pneumatice):

*1* — împingător pneumatic; *2* — cremalieră; *3* — pîrghii; *4* — bară; *5* — ușă pentru trecerea personalului.

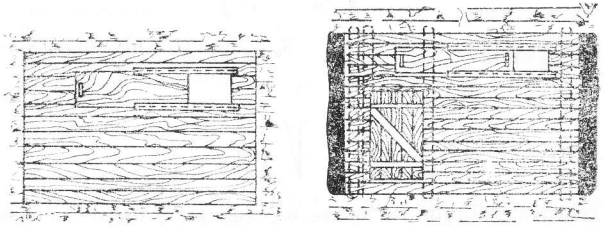



Fig. XXV.75. Uși de reglare cu fereastră.



**Ecluze.** Ecluzele se construiesc în scopul evitării scurtcircuitărilor în timpul extracției și al transportului de personal, la casele și rampele puțurilor de aeraj, puțurilor oarbe și la plane înclinate. Ele se compun din două sau mai multe uși amplasate una față de cealaltă astfel încît traseul să fie închis în permanență de către una din aceste uși.

Ușile ecluzelor pot fi de tipul *turnant* (cu balamale) sau *glisant* într-un plan vertical (fig. XXV.76).

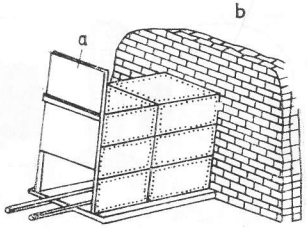



Fig. XXV.76. Cameră ecluză cu uși glisante pe verticală :

*a* și *b* — uși glisante

Deoarece ușile ecluzelor sînt supuse la depresiuni mari, pentru deschiderea lor se construiesc dispozitive speciale sau fierăstruici.

De obicei ecluzele se construiesc cu acționare mecanică și cu sisteme de blocare care exclude deschiderea concomitentă a două uși (fig. XXV.77, *a*) sau cu sistem de blocare (fig. XXV.77, *b*).

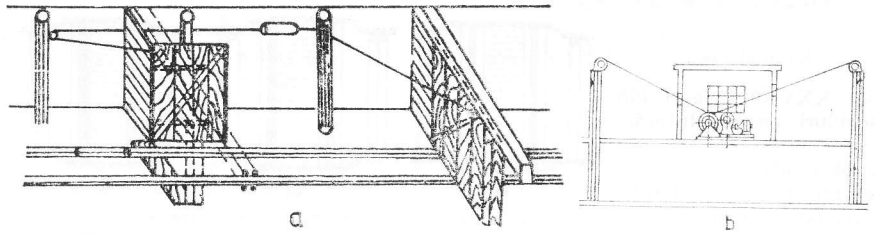



Fig. XXV.77. Ecluze.

**Diguri.** Se construiesc cu scopul de a opri circulația aerului sau apei prin diferite lucrări miniere.

Digurile pot fi *provizorii* sau *definitive* și se construiesc din cărămidă, piatră, bolțari, butuci și scînduri și în anumite situații se prevăd cu porți de trecere.

*Digurile din două rînduri de scînduri*, cu umplutură între ele, se amenajează numai temporar, urmînd a fi înlocuite cu diguri permanente (din butuci, cărămidă sau beton).

*Digurile din cărămizi* (fig. XXV.78, *a*) se construiesc cu o grosime egală cu 1,5—2,5 cărămizi, iar în exterior digul se tencuiește.

*Digurile din beton, bolțari și piatră* au o construcție similară cu cele anterioare, compoziția betonului și marca cimentului alegîndu-se în conformitate cu presiunea rocilor.

*Digurile din butuci* (fig. XXV.78, *b*) se construiesc din bucăți de stîlpi din lemn cu diametrul de 15—20 cm și lungimea de cel puțin 0,8 m, așezați unul peste celălalt, de-a lungul lucrării miniere respective. Primul rînd se așază pe un strat de mortar întins pe vatră. Digurile din butuci se sclivisesc obligatoriu cu mortar de ciment sau argilă.

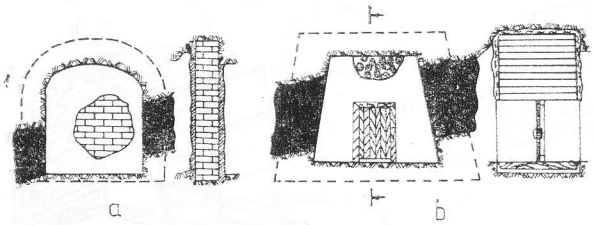
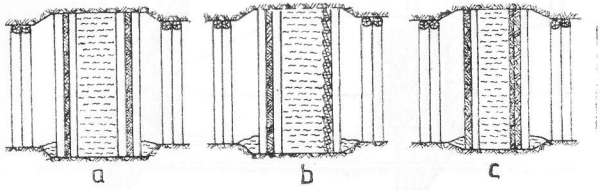



Fig. XXV.78. Diguri din cărămizi (*a*) și din butuci (*b*)

*Digurile din scînduri cu umplutură* (fig. XXV.79) se construiesc din doi pereți de scînduri fixați de stîlpi la o distanță de 30—50 cm unul de altul (fig. XXV.79, *a*). Spațiul dintre pereți se umple cu material inert îndesat cu permeabilitate redusă la aer (argilă, nisip, praf inert). Pentru realizarea unei etanșeități cît mai mari, unul din pereți se construiește din două rînduri de scînduri suprapuse (fig. XXV.79, *b*) sau cu îmbinări ca în fig. XXV.79, *c*.

Fig. XXV.79. Diguri din scînduri cu umplutură.




*Diguri pneumatice* formate din perne de cauciuc legate între ele și umflate cu aer (fig. XXV.80). Greutatea unui astfel de dig este de 45—70 kg, durata de umplere cu aer 10 s, iar în cazul unor depresiuni de 500 N/m² pierderile de aer sînt inexistente.

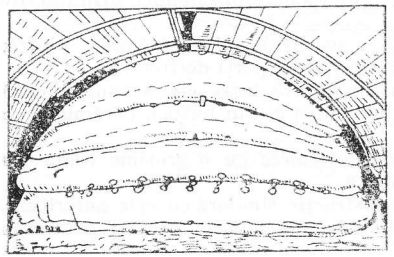


Fig. XXV.80. Dig pneumatic.



**Crosinguri.** Crosingurile constituie construcții de aeraj destinate la izolarea curentului de aer proaspăt de cel viciat în punctele de intersecție a lucrărilor miniere.

Construcția crosingurilor trebuie să fie *etanșă* pentru reducerea la minim a pierderilor de aer și *solidă* pentru a rezista la presiunea rocilor înconjurătoare, precum și la eventualele explozii de metan și praf de cărbune.

În fig. XXV.81 este prezentat un crosing cu galerie de ocol în două variante.

*Crosingurile principale* deservesc o aripă din mină sau mai multe sectoare și se construiesc din cărămidă sau beton (fig. XXV.82).

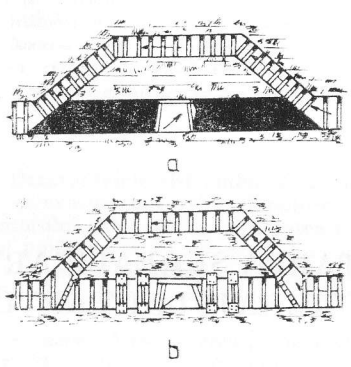



Fig. XXV.81. Crosing de tipul cu galerie de ocol:
*a* — fără uși; *b* — cu uși.

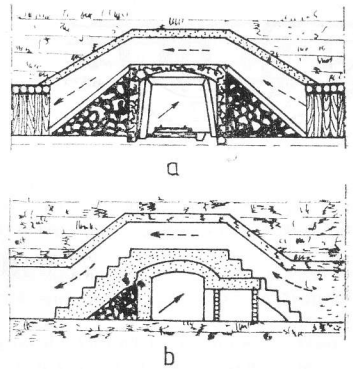
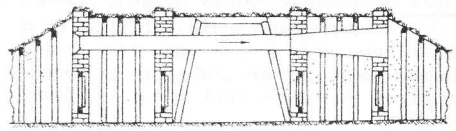



Fig. XXV.82. Crosing betonat:
*a* — fără uși; *b* — cu uși.

*Crosingurile de sector* deservesc un singur sector și pot fi ca cele principale sau se construiesc din tuburi metalice cu grosimea peretelui de cel puțin 5 mm și suprafața secțiunii transversale mai mică de 0,5 m² și sînt prevăzute cu colectoare la intrare și difuzoare la ieșire (fig. XXV.83).

Fig. XXV.83. Crosing tubular cu colector și difuzor.



**Ventilatoare auxiliare.** Ventilatoarele auxiliare sau secundare se montează în ușile de aeraj și funcționează în comun cu ventilatoarele principale, avînd ca scop mărirea provizorie a debitului de aer în sectoarele unde nu există alte posibilități (fig. XXV.84).

Amplasarea ventilatoarelor auxiliare se face în curenţii de aer proaspăt, în roci sterile sau mixte (cărbune şi steril) nefisurate. Nu se amplasează în apropierea zonelor exploatate, a zonelor cu focuri sau în crosinguri.

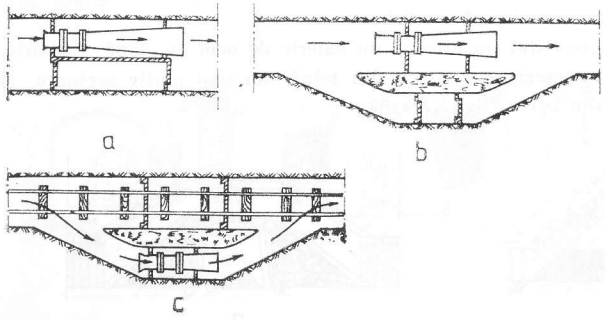



Fig. XXV.84. Exemple de montare a ventilatoarelor auxiliare în galerii : *a* — cazul montării în tuburi de aeraj scurte instalate în uşi tip ecluză ; *b* — cazul montării în uşi separate, iar pentru personal trecere în formă de ecluză ; *c* — cazul montării în galerii de ocol.

# 7. PROIECTAREA ŞI REALIZAREA AERAJULUI PARŢIAL

## 7.1. SCOPUL ŞI SISTEMELE DE AERAJ PARŢIAL

Scopul aerajului parţial îl constituie ventilarea tuturor lucrărilor miniere care nu pot fi străbătute de curenţii de aer aflaţi sub depresiunea generală a minei.

Aerajul parţial se obţine, în general, prin asigurarea unei circulaţii de aer de la intrarea în lucrarea minieră şi pînă în frontul de lucru, cu ajutorul unei coloane de tuburi, pe care sînt amplasate unul sau mai multe ventilatoare.

Pentru realizarea acestei circulaţii de aer, în mod frecvent, în practică se utilizează următoarele sisteme de aeraj : *aspirant, refulant* şi *combinat*.

Corespunzător particularităţilor de principiu ale fiecărui sistem, precum şi specificului minelor în ceea ce priveşte securitatea, domeniile de aplicare ale acestor sisteme de aeraj sînt diferite. Indicaţiile şi contraindicaţiile de aplicabilitate sînt dictate de faptul că avantajele unui sistem, în anumite condiţii, pot deveni dezavantaje în alte condiţii.

Din acest motiv, alegerea sistemului adecvat de aeraj parţial se face luîndu-se în considerare atît condiţiile locale, cît şi avantajele şi dezavantajele fiecărui sistem.

**Sistemul de aeraj aspirant.** Sistemul de aeraj aspirant (fig. XXV.85) constă în aspirarea aerului viciat prin coloana de tuburi, în timp ce alimentarea cu aer proaspăt se face pe traseul lucrării miniere în săpare, sau al abatajului tip cameră, în exploatare.



Avantajele sistemului :

— evacuarea gazelor rezultate la împuşcare, precum şi a prafului ce se produce în frontul de lucru se realizează prin coloana de tuburi ;

— debitele de aer necesare diluării gazelor rezultate la împuşcare nu depind de lungimea lucrărilor miniere ;

— permite evacuarea rapidă a gazelor de împuşcare, în cazul lucrărilor de lungime mare.

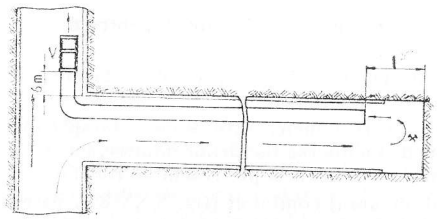



Fig. XXV.85. Sistemul de aeraj aspirant : $l = 2 \ldots 6$ m la minele negrizutoase ; $l = 2$ m la minele grizutoase pentru lucrări în cărbune ; $l = 4$ m la minele grizutoase pentru lucrări în steril.

Dezavantajele sistemului de aeraj aspirant sînt :

— evacuarea gazelor şi pulberilor explozive se face peste motorul electric al ventilatorului axial, fără posibilitatea cunoaşterii permanente a concentraţiilor acestor gaze şi pulberi ;

— gazele degajate din zăcămînt pe traseul lucrării miniere, precum şi cele rezultate din funcţionarea motoarelor cu ardere internă sînt vehiculate pînă în frontul de lucru ;

— necesită menţinerea permanentă a coloanei de tuburi în apropierea frontului de lucru (2—6 m), ca urmare a razei de acţiune scăzute a curenţilor de aspiraţie ;

— prezintă un grad sporit de dificultate la operaţiunea de lichidare a acumulărilor de metan.

Sistemul de aeraj aspirant, aplicabil la toate minele, este indicat în mod special la lucrările miniere de lungime mare în care tăierea se face cu explozivi.

**Sistemul de aeraj refulant.** Sistemul de aeraj refulant (fig. XXV.86) constă în vehicularea aerului proaspăt prin coloana de tuburi şi evacuarea aerului viciat pe traseul lucrării miniere în săpare.

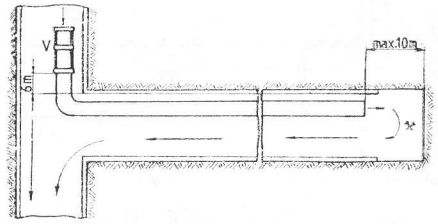



Fig. XXV.86. Sistemul de aeraj refulant.

Avantajele acestui sistem de aeraj :

— ventilatorul axial şi respectiv motorul acestuia sînt străbătute permanent de curenţi de aer proaspăt ;

— aerul vehiculat în frontul de lucru nu este impurificat de gazele degajate din pereţii lucrării miniere şi respectiv de gazele motoarelor cu ardere internă ;

— frontul de lucru și spațiul din vecinătatea acestuia sînt străbătute de curenți de aer turbionari, cu rază mare de acțiune (pînă la 10 m), fapt care asigură ventilarea eficientă a acestora;

— prezintă simplitate la acțiunea de lichidare a unei acumulări de metan;

Dezavantajele sistemului de aeraj refulant sînt:

— evacuarea gazelor toxice și explozive se realizează pe traseul lucrării miniere;

— necesită debite de aer mai mari, decît sistemul aspirant, pentru diluarea gazelor de împușcare;

— necesită deviatoare la capătul de refulare al coloanei de tuburi, pentru dirijarea jetului de aer;

— prezența mai multor ventilatoare pe coloana de aeraj conduce la creșterea temperaturii aerului vehiculat în frontul de lucru.

Sistemul de aeraj refulant, aplicabil la toate minele, este indicat în special la minele grizutoase și poate fi utilizat indiferent de înclinarea lucrărilor miniere, cu obligativitatea controlului metanului atît la frontul de lucru, cît și pe traseul lucrării.

**Sistemul de aeraj combinat.** Sistemul de aeraj combinat (fig. XXV.87), care se realizează cu două instalații de aeraj parțial, îmbină avantajele sistemelor aspirant și refulant, reducînd în acest mod o parte din dezavantajele fiecărui sistem.

Cu toate acestea, sistemul de aeraj combinat prezintă la rîndul său următoarele dezavantaje:

— necesită utilizarea a două instalații de aeraj parțial;

— implică obligativitatea corelării permanente a debitelor de aer aferente celor două instalații.

Sistemul de aeraj combinat I (fig. XXV.87, *a*), compus din coloană principală aspirantă și coloană secundară refulantă, este aplicabil la toate minele și este indicat în special în lucrările miniere de lungime mare și cu emanații de metan, sau cu temperaturi ridicate, la care tăierea se face cu ajutorul explozivilor.

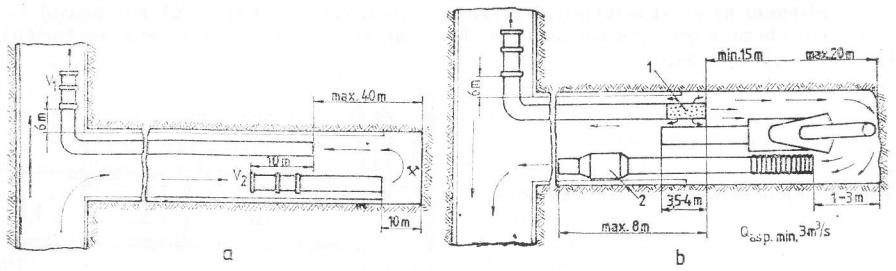



Fig. XXV.87. Sistemul de aeraj combinat *I(a)* și *II(b)*:
*1* — dispozitiv de deviere a debitului de aer; *2* — desprăfuitor;

Sistemul de aeraj combinat II (fig. XXV.87, *b*), compus din coloană principală refulantă și coloană secundară aspirantă prevăzută cu desprăfuitoare, este obligatoriu pentru lucrările miniere cu tăiere mecanizată.



## 7.2. STABILIREA DEBITELOR DE AER NECESARE ÎN FRONTURILE DE LUCRU

**Debitul de aer necesar pentru diluarea gazelor degajate din zăcămînt.** Indiferent de sistemul de aeraj adoptat, debitul de aer necesar în frontul de lucru ($Q_{fp}$) se determină cu relația:

$$Q_{fp} = \frac{q_a \cdot 100}{c - c_o} \text{ [m}^3\text{/s]} \tag{7.1}$$

în care: $q_a$ reprezintă debitul absolut de gaz specific lucrării miniere în execuție, m³/s;
$c = 1\%$ $CH_4$ sau $CO_2$, concentrația de gaz admisă la ieșirea din lucrarea minieră, în cazul sistemului de aeraj refulant și al sistemului de aeraj combinat II sau în coloana de aeraj la capătul dinspre front, în cazul sistemului de aeraj aspirant și sistemului de aeraj combinat I;
$c = 0{,}5\%$ $CH_4$ sau $CO_2$, cînd există lucrări miniere sau abataje care se aerisesc în serie cu lucrarea proiectată, astfel încît să se asigure la intrarea în aceste lucrări calitatea aerului reglementată prin norme;
$c_0 = 0{,}5\%$ $CH_4$ sau $CO_2$, concentrația de gaz maximă din curentul de alimentare cu aer proaspăt.

**Debitul de aer necesar pentru diluarea gazelor rezultate în urma operațiilor de împușcare.** *Sistemul de aeraj aspirant.* Debitul de aer necesar în frontul de lucru se determină cu relația:

$$Q_{fp} = \frac{c}{t}\sqrt[3]{ASL}, \text{ [m}^3\text{/s]} \tag{7.2}$$

în care: $c = 18{,}2$ pentru minele de sare; $c = 25{,}7$ pentru minele de minereuri; $c = 23{,}5$ pentru minele de cărbuni; $A$ este cantitatea de exploziv folosită la o împușcare, kg; $S$ — secțiunea liberă a lucrării miniere, m²; $t$ — (900—1800 s) timpul de aerisire; $L_1$ — lungimea de împrăștiere a gazelor după operația de împușcare (m), care se determină cu relația:

$$L_1 = 2{,}4\,A + 10 \text{ [m]} \tag{7.3}$$

În cazul lucrărilor miniere cu secțiunea mai mare de 16 m², lungimea $L_1$ se calculează cu relația:

$$L_1 = \frac{7{,}8\,q\sqrt{S}}{\rho\eta} \text{ [m]} \tag{7.4}$$

în care: $q$ reprezintă consumul specific de exploziv, kg/m³; $\rho$ — densitatea rocilor, t/m³; $\eta$ — coeficient de rupere a găurilor (0,8—0,9).

*Sistemul de aeraj refulant.* Debitul de aer necesar în frontul de lucru se determină cu relația:

$$Q_{fp} = \frac{c}{t}\sqrt[3]{AS^2L_{cr}^2} \text{ [m}^3\text{/s]} \tag{7.5}$$

în care : $c = 7$ — pentru mine de sare ; $c = 9$ — pentru mine de minereuri ; $c = 8{,}5$ — pentru mine de cărbuni ; $t = (900-1800$ s) este timpul de aerisire ; $L_{cr}$ — lungimea critică, adică porțiunea din lucrare, de-a lungul căreia gazele se diluează pînă la limita admisă (CO convențional = 0,008 %).

Lungimea critică se determină cu relația :

$$L_{cr} = \frac{500\,A}{S} K \quad [\text{m}] \tag{7.6}$$

în care : $K$ este coeficientul de difuzie turbulentă (tabelul XXV.23).

*Tabelul XXV.23*

| Diametrul coloanei, mm | 400 | 500 | 600 | 700 | 800 | 900 | 1000 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Valoarea coeficientului K | 0,65 | 0,60 | 0,53 | 0,48 | 0,45 | 0,39 | 0,34 |

Dacă valoarea lungimii critice $L_{cr}$, obținută din relația (7.6) este mai mare decît lungimea lucrării miniere ($L$), în relația (7.5) se va utiliza mărimea $L$.

Atît în cazul sistemului de aeraj aspirant, cît și în cazul sistemului de aeraj refulant, la utilizarea unor cantități de explozivi mai mari de 25 kg, timpul de aerisire poate fi majorat, cu condiția ca valoarea adoptată să fie menționată în dispoziția de împușcare.

Această recomandare este indicată în cazurile în care instalațiile de aeraj parțial din faza de pregătire se mențin și în faza de exploatare (exemplu metodele de exploatare cu surpare în subetaje).

**Debitul de aer necesar pentru diluarea gazelor de eșapare.** Indiferent de sistemul de aeraj adoptat, debitul de aer pentru diluarea gazelor de eșapare se calculează cu relația :

$$Q_{fp} = nq \quad [\text{m}^3/\text{s}] \tag{7.7}$$

în care : $n$ este puterea totală a utilajelor acționate cu motoare cu ardere internă, kW;
$q$ — norma de aer aferentă unui kilowat, m³/s ;
$q = 0{,}133$ m³/s și kW, cînd conținutul de CO în conducta de eșapare este cuprins între 0,08 și 0,12 % ;
$q = 0{,}091$ m³/s și kW, cînd conținutul de CO în conducta de eșapare este cuprins între 0,06 și 0,08 % ;
$q = 0{,}066$ m³/s și kW, cînd conținutul de CO în conducta de eșapare este mai mic de 0,06 %.

**Debitul de aer necesar pentru asigurarea vitezei minime de circulație a aerului.** Indiferent de sistemul de aeraj adoptat, debitul de aer se calculează cu ajutorul relației :

$$Q_{fp} = K \cdot S \cdot v_{min} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \tag{7.8}$$

în care : $K$ — coeficient de corecție a vitezei curentului de aer (fig. XXV.88) ; $S$ — secțiunea liberă a lucrării miniere, m² ; $v_{min} = 0{,}2$ m/s, viteza minimă de circulație a aerului.



**Debitul de aer necesar pentru respirația oamenilor.** Indiferent de sistemul de aeraj adoptat, debitul de aer pentru respirația oamenilor se calculează cu ajutorul

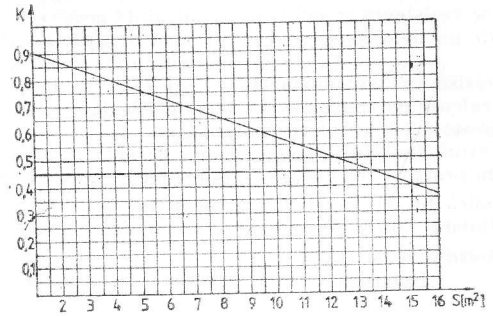



Fig. XXV.88. Coeficient de corecție a vitezei curenților de aer.

relației :

$$Q_{fp} = n_1 q_1 \quad [\text{m}^3/\text{s}] \tag{7.9}$$

în care : $n_1$ este numărul maxim de oameni planificați într-un schimb în frontul de lucru ; $q_1 = 0{,}05$ m³/s și om, norma de aer specifică pentru minele negrizutoase ; $q_1 = 0{,}066$ m³/s și om, norma de aer specifică pentru minele grizutoase.

★

Debitul de aer necesar în frontul de lucru $Q_{fp}$, se va adopta după cum urmează :

— pentru sistemele de aeraj aspirant și refulant se alege debitul de aer cel mai mare rezultat după unul din criteriile de calcul mai sus menționate ;

— pentru coloana principală aspirantă a sistemului de aeraj combinat I, se alege debitul de aer cel mai mare rezultat după unul din criteriile de calcul mai sus menționate, iar pentru coloana scurtă refulantă se adoptă debitul de aer aferent coloanei aspirante, majorat cu cel puțin 20 % ;

— pentru coloana scurtă aspirantă din cadrul sistemului de aeraj combinat II se alege debitul de aer cel mai mare rezultat fie după tipul de desprăfuitor (debit de aer indicat de uzina constructoare), fie după criteriul metan, sau bioxid de carbon, iar pentru coloana principală refulantă se adoptă debitul de aer aferent coloanei aspirante, majorat cu 20—50%.

Debitul de aer necesar în circuitul de alimentare cu aer proaspăt al fronturilor de lucru trebuie să fie cu cel puțin 30 % mai mare decît debitul de aer aferent fiecărei instalații de aeraj parțial.

## 7.3. CARACTERISTICILE AERODINAMICE SPECIFICE COLOANELOR DE AERAJ PARȚIAL

Parametrii care definesc, din punct de vedere aerodinamic, coloanele de aeraj sînt :
— rezistența aerodinamică a coloanei, $R_c$ ;
— pierderile de aer prin neetanșeitățile coloanei, $K_c$.

**Rezistența aerodinamică a coloanei de aeraj.** Rezistența aerodinamică a unei coloane de aeraj reprezintă mărimea fizică care determină pierderea de presiune caracteristică pentru un anumit debit de aer vehiculat pe o lungime dată. Unitatea practică de rezistență aerodinamică reprezintă acea rezistență care produce o pierdere de presiune de un decapascal (daPa) coloană de apă, pentru un debit de aer de un $m^3/s$.

Rezistența aerodinamică totală a unei coloane de tuburi ($R_c$) depinde de valoarea rezistenței aerodinamice unitare ($R_0$), de lungimea coloanei ($L$) și de lungimile echivalente ($l$) care exprimă schimbările de direcție — coturi și reduceri de secțiune, precum și de mărimea pierderilor de aer.

În cazul în care coloana de aeraj este perfect etanșă, lucru imposibil de realizat în practică, rezistența aerodinamică totală $R'_c$ este mai mare decît rezistența aerodinamică totală specifică coloanelor neetanșe $R_c$ și este strict determinată de dependența liniară dintre rezistența aerodinamică unitară $R'_0$, lungimea $L$ și parametrii ventilatorului $h_v$ și $Q_v$.

Relația de calcul a rezistenței aerodinamice totală $R'_c$ este :

$$R'_c = \frac{h_v}{Q_v^2} = R'_0 \cdot L \ [\text{daPa} \cdot \text{s}^2/\text{m}^6] \tag{7.10}$$

Rezistența aerodinamică unitară $R'_0$, exprimată în unități de rezistență raportate la un metru de lungime de coloană a conductelor perfect etanșe, se poate determina :
— fie cu relația :

$$R'_0 = \frac{h_v}{Q_v^2 L} \left[ \frac{\text{daPa} \cdot \text{s}^2}{\text{m}^6} \Big/ \text{m} \right] \tag{7.11}$$

fie cu relația :

$$R'_0 = \frac{6{,}41\alpha}{d^5} \left[ \frac{\text{daPa} \cdot \text{s}^2}{\text{m}^6} \Big/ \text{m} \right] \tag{7.12}$$

în care : $\alpha$ este coeficient de rezistență la frecare a aerului de pereții coloanei, $N/m^3$ ; $d$ — diametrul coloanei de aeraj, m.

În tabelul XXV.24 sînt redate valorile rezistențelor aerodinamice unitare $R'_0$ specifice coloanelor metalice și flexibile perfect etanșe, corespunzătoare diferitelor diametre de tuburi și respectiv studiilor diferite de uzură.

*Tabelul XXV.24*

| Diametrul coloanei [mm] | Coeficientul unitar al pierderilor de aer, $K_0$, exprimat în $m^3/s$ la 1daPa | | |
|---|---|---|---|
| | Gradul de etanșare | | |
| | Foarte bun | Bun | Slab |
| 500 | 0,00010 | 0,0005 | 0,0020 |
| 600 | 0,00012 | 0,0006 | 0,0024 |
| 800 | 0,00016 | 0,0008 | 0,0032 |
| 1000 | 0,00020 | 0,0010 | 0,0040 |
| 1200 | 0,00024 | 0,0012 | 0,0048 |



Pentru coloanele de aeraj neetanșe, rezistența aerodinamică unitară se determină pe bază de măsurători, cu ajutorul relației :

$$R_0 = \frac{h_1 - h_2}{Q_m^2 L} \left[ \frac{\text{daPa} \cdot \text{s}^2}{\text{m}^6} \Big/ \text{m} \right] \tag{7.13}$$

în care : $h_1$ reprezintă presiunea sau depresiunea măsurată într-un punct al coloanei, spre ventilator, daPa ; $h_2$ — presiunea sau depresiunea măsurată într-un punct al coloanei, spre frontul de lucru, daPa ; $Q_m$ — debitul de aer mediu vehiculat în coloana de aeraj, între cele două puncte de măsurare, $m^3/s$ ; $L$ — lungimea coloanei între punctele de măsurare, m.

Debitul de aer mediu, $Q_m$, se determină cu relația :

$$Q_m = \frac{2Q_1 + 3Q_2}{5} \ [\text{m}^3/\text{s}] \tag{7.14}$$

în care $Q_1$ și $Q_2$ — reprezintă debitele de aer măsurate în aceleași puncte ca și presiunile $h_1$ și $h_2$, $m^3/s$.

În cazul în care măsurătorile se efectuează la nivelul întregii coloane de aeraj echipată cu un singur ventilator, $h_1 = h_v$ ($h_v$ — presiunea sau depresiunea dezvoltată de ventilator) și $h_2 = 0$ (presiunea sau depresiunea la capătul coloanei dinspre frontul de lucru), relațiile de calcul al rezistențelor aerodinamice unitare și totale devin :

$$R_0 = \frac{h_v}{LQ_m^2} \left[ \frac{\text{daPa} \cdot \text{s}^2}{\text{m}^6} \Big/ \text{m} \right] \tag{7.15}$$

și

$$R_c = R_0 L \ [\text{daPa} \cdot \text{s}^2/\text{m}] \tag{7.16}$$

Pentru raportul debitelor de aer $Q_R = \frac{Q_1}{Q_2} < 5$, relația dintre rezistențele aerodinamice caracteristice coloanelor etanșe și neetanșe este de tipul :

$$R'_c = R_c \cdot Q_R \ [\text{daPa} \cdot \text{s}^2/\text{m}] \tag{7.17}$$

Avînd în vedere rolul pierderilor de aer în modificarea rezistenței aerodinamice teoretice, este indicat ca, ori de cîte ori este posibil, la proiectarea instalațiilor de aeraj parțial, să se adopte valorile rezistențelor aerodinamice unitare $R_0$, obținute din măsurători în condițiile specifice fiecărei mine.

Valorile recomandabile ale diametrelor coloanelor de aeraj, pentru diferite secțiuni ale lucrărilor miniere, sînt redate în tabelul XXV.25.

*Tabelul XXV.25*

| Secțiunea lucrării miniere [$m^2$] | 6 | 8 | 10 | 12 | 14 | 16 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Diametrul coloanei [m] | 0,5 | 0,6 | 0,8 | 0,8 | 1,0 | 1,2 |

La alegerea diametrului coloanelor de aeraj se va ține seama și de viteza de circulație a aerului în coloană, care nu trebuie să depășească 10—15 m/s.

Valorile lungimilor de coloană ($l$), care sînt echivalente cu rezistențele locale și care trebuiesc adăugate la lungimile efective ale coloanelor, sînt redate în tabelul XXV.26.

*Tabelul XXV.26*

**Valorile lungimilor de coloană, $l$, echivalente cu rezistențele locale**

| Unghiul cotului | Lungimea echivalentă [m] pentru coloane cu diametrul de: | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | 1 200 mm | 1 000 mm | 800 mm | 600 mm | 500 mm | 300 mm |
| 120° | 32 | 27 | 23 | 16 | 13 | 8 |
| 90° | 19 | 16 | 14 | 10 | 8 | 5 |
| 60° | 10 | 8 | 7 | 5 | 4 | 2 |
| 45° | 3 | 5 | 4 | 3 | 3 | 2 |
| 30° | 6 | 3 | 2 | 1,5 | 1,5 | 1 |

**Pierderile de aer prin neetanșeitățile coloanei de aeraj.** Pierderile de aer se produc la îmbinările tuburilor care alcătuiesc coloanele de aeraj și pe generatoarea tuburilor metalice sau la cusături sau lipituri în cazul coloanelor flexibile.

Această denumire de *pierderi de aer* se referă la diferența dintre debitul de aer dezvoltat de ventilator și debitul de aer realizabil în frontul de lucru.

În aerajul parțial, pierderile de aer aferente coloanelor de aeraj sînt exprimate în general în termen de *coeficient unitar de pierderi de aer*, $K_0$.

Acest coeficient definește debitul de aer exprimat în m³/s, pierdut prin neetanșeități, pe un metru de coloană, la o presiune dată și se determină cu relația:

$$K_0 = \frac{3(Q_1 - Q_2)(h_1 - h_2)}{2L(h_1^{3/2} - h_2^{3/2})} \quad [\text{m}^3/\text{s/m la presiunea } h_1 - h_2] \qquad (7.18)$$

Mărimile $Q_1$ și $Q_2$ și $h_1$ și $h_2$ au aceleași semnificații ca în cazul relațiilor (7.13) și 7.14).

Deoarece presiunea în interiorul coloanelor de aeraj variază continuu, estimarea pierderilor de aer la o presiune uniform aplicată este extrem de dificilă, fapt pentru care se recomandă utilizarea relației de dependență dintre raportul debitelor de aer $Q_1/Q_2 = Q_R$ și coeficienții aerodinamici aferenți coloanelor de aeraj.

Relația de dependență este de tipul:

$$Q_R = 1{,}02 + 0{,}585\, K_c\sqrt{R_c} + 0{,}15\, K_c^2 \cdot R_c \qquad (7.19)$$

în care: $Q_R = Q_1/Q_2$ reprezintă raportul debitelor de aer $Q_1$ (dezvoltat de ventilator) și $Q_2$ (realizat la frontul de lucru); $K_c = K_0 L$ — coeficient de pierderi de aer al coloanei de aeraj, m³/s la un daPa; $R_c = R_0 L$ — rezistența aerodinamică a coloanei de aeraj, daPa/m⁶.

Pentru determinarea operativă a coeficienților aerodinamici specifici unei coloane de aeraj sau a elementelor necesare pentru proiectarea unei noi instalații se poate utiliza diagrama din fig. XXV.89.

Valorile medii ale coeficientului unitar al pierderilor de aer, $K_0$, funcție de gradul de etanșare al coloanelor de aeraj și de diametrul acestora, sînt redate în tabelul XXV.27.



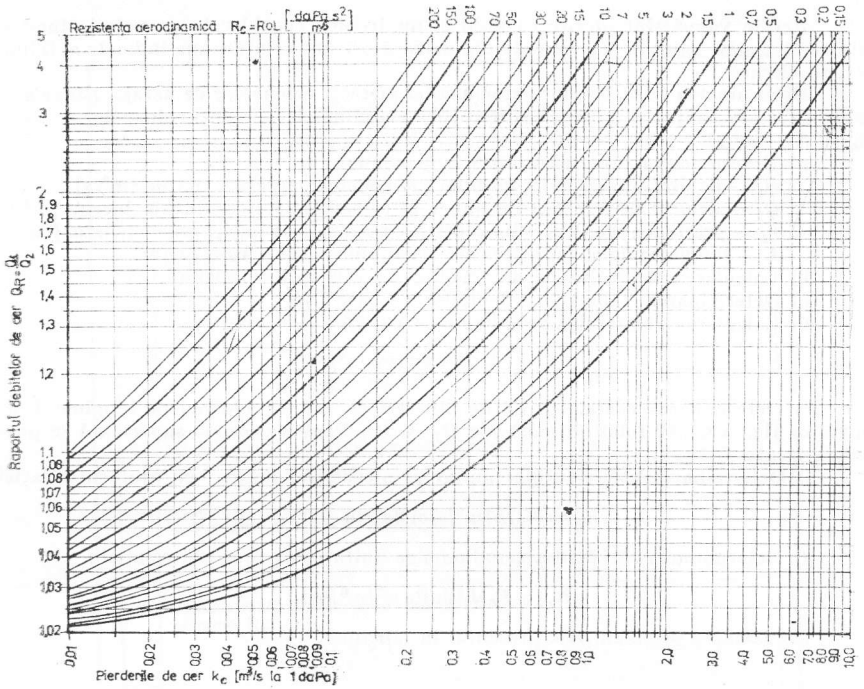



Fig. XXV.89. Corelația dintre coeficienții aerodinamici aferenți coloanelor de aeraj și raportul debitelor de aer $Q_1/Q_2$.

*Tabelul XXV.27*

| DIAMETRUL COLOANEI [mm] | REZISTENȚA AERODINAMICĂ UNITARĂ, $R'_0$ [daPa s²/m² / m] | | | |
|---|---|---|---|---|
| | COLOANE METALICE | | | COLOANE FLEXIBILE |
| | NOI | CU UZURA MEDIE | CU UZURA PRONUNȚATĂ | |
| | $\alpha$ = 0,00030 | $\alpha$ = 0,00033 | $\alpha$ = 0,00040 | $\alpha$ = 0,00126 |
| 400 | 0,1870 | 0,2600 | 0,2700 | 0,800 |
| 500 | 0,0620 | 0,0700 | 0,0830 | 0,260 |
| 600 | 0,0250 | 0,0300 | 0,0330 | 0,120 |
| 800 | 0,0060 | 0,0080 | 0,0082 | 0,025 |
| 1000 | 0,0018 | 0,0020 | 0,0026 | 0,008 |
| 1200 | 0,0007 | 0,0008 | 0,0010 | 0,003 |

Aceste valori sînt oferite ca ghid și nu trebuie considerate ca valori standard. Din acest motiv, valorile determinate din măsurători sînt întotdeauna indicate a fi luate în considerare.

**Determinarea coeficienților aerodinamici aferenți coloanelor de aeraj.** Etapele de calcul necesare pentru stabilirea coeficienților aerodinamici aferenți coloanelor de aeraj, $R_0$ și $K_0$, sînt :

a) Determinarea prin măsurători a mărimilor :
$Q_1$ — debitul de aer, într-un punct al coloanei, spre ventilator [$m^3/s$] ;
$Q_2$ — debitul de aer într-un punct al coloanei, spre frontul de lucru, [$m^3/s$] ;
$h_1$ — presiunea sau depresiunea între-un punct al coloanei, spre ventilator [daPa] ;
$L$ — lungimea coloanei între cele două puncte de măsurare [m].

b) Calcularea debitului de aer mediu, cu ajutorul relației (7.14).

c) Determinarea raportului debitelor de aer $Q_1/Q_2 = Q_R$.

d) Calcularea rezistenței aerodinamice cu ajutorul relației :

$$R_c = h_1/Q_m^2 \ [\text{daPa} \cdot \text{s}^2/\text{m}^6]$$

e) Determinarea coeficientului de pierderi de aer al coloanei de lungime $L$ din diagrama fig. XXV.89 folosind mărimile $Q_R$ și $R_c$. Pentru precizie superioară se poate utiliza relația 7.19.

f) Determinarea coeficientului unitar al pierderilor de aer, cu ajutorul relației :

$$K_0 = K_c/L \ [\text{m}^3/\text{s/m la un daPa}]$$

g) Determinarea rezistenței aerodinamice unitare, cu ajutorul relației :

$$R_0 = R_c/L \ [\text{daPa} \cdot \text{s}^2/\text{m}^6/\text{m}]$$

Un exemplu de calcul este prezentat în tabelul XXV.28.

## 7.4. PARAMETRII FUNCȚIONALI AFERENȚI VENTILATOARELOR DE AERAJ PARȚIAL

Pentru stabilirea parametrilor funcționali (debit de aer, $Q_v$ și presiune-depresiune, $h_v$) aferenți unui ventilator sînt necesare următoarele etape de calcul :

a) Determinarea debitului de aer necesar în frontul de lucru, $Q_{fp}$ conform punctului 7.2.

b) Stabilirea lungimii finale a coloanei de aeraj $L$ (m) și adoptarea diametrului corespunzător acesteia, $d$ (m).

c) Alegerea valorilor adecvate pentru parametrii aerodinamici unitari aferenți coloanei de aeraj $R_0$ și $K_0$.

d) Calcularea coeficientului de pierderi de aer $K_c$ și rezistenței aerodinamice $R_c$, pentru coloana de aeraj cu lungimea $L$ (m), utilizînd relațiile :

$$K_c = K_0 \cdot L \ [\text{m}^3/\text{s la un daPa}]$$

$$R_c = R_0 \cdot L \ [\text{daPa} \cdot \text{s}^2/\text{m}^6]$$



*Tabelul XXV.28*

EXEMPLU DE CALCUL AL PARAMETRILOR AERODINAMICI AFERENȚI COLOANELOR DE AERAJ

| | ETAPE | CALCULE |
|---|---|---|
| a. | Se măsoară: debitele de aer [$m^3/s$] la ambele capete ale coloanei, presiunea (depresiunea) [daPa] la ventilator și lungimea coloanei [m] | |
| | $Q_1$ - spre ventilator | 6,4 $m^3/s$ |
| | $Q_2$ - spre front | 3,2 $m^3/s$ |
| | $h_1$ - spre ventilator | 200 daPa |
| | L | 1000 m |
| b. | Se calculează debitul de aer mediu [$m^3/s$] $Q_m = \frac{2Q_1 + 3Q_2}{5}$ | $Q_m = \frac{2(6,4)+3(3,2)}{5} = 4,48\ m^3/s$ |
| c. | Se calculează raportul debitelor de aer $Q_R$ $Q_R = \frac{Q_1}{Q_2}$ | $Q_R = \frac{6,4}{3,2} = 2$ |
| d. | Se calculează rezistența aerodinamică a coloanei $R_c$ : $R_c = \frac{h_1}{Q_m^2} \left[\frac{\text{daPa} \cdot \text{s}^2}{\text{m}^6}\right]$ | $R_c = \frac{200}{4,48^2} = 9,96 \left[\frac{\text{daPa} \cdot \text{s}^2}{\text{m}^6}\right]$ |
| e. | Se determină coeficientul de pierderi de aer $K_0$ [$m^3/s$ la un daPa din fig. XXV.89 sau cu relația *, folosind $Q_R$ și $R_c$ | $K_c = 0,4\ m^3/s$ la un daPa |
| f. | Se calculează coeficientul unitar al pierderilor de aer $K_0$ ($m^3/s/m$ la 1 daPa ) $K_0 = \frac{K_c}{L}$ | $K_0 = \frac{0,4}{1000} = 0,0004\ m^3/s/m$ la 1 daPa |
| g. | Se calculează rezistența aerodinamică unitară $R_0$ $R_0 = \frac{R_c}{L} \left[\frac{\text{daPa} \cdot \text{s}^2/\text{m}}{\text{m}^6}\right]$ | $R_0 = \frac{9,96}{1000} = 0,0096 \ \frac{\text{daPa} \cdot \text{s}^2/\text{m}}{\text{m}^6}$ |

Relația *

$$Q_R = 1,02 + 0,585\, K_c \sqrt{R_c} + 0,15\, K_c^2 R_c$$

e) Determinarea raportului debitelor de aer $Q_R = Q_v/Q_{fp}$, cu ajutorul diagramei din fig. XXV.89 sau a relației (7.19), funcție de valorile corespunzătoare ale coeficienților $R_c$ și $K_c$.

f) Calcularea debitului de aer necesar a fi dezvoltat de ventilator, cu ajutorul relației :

$$Q_v = Q_{fp} \cdot Q_R \ [m^3/s]$$

g) Calcularea debitului de aer mediu, cu ajutorul relației :

$$Q_m = \frac{2Q_1 + 3Q_2}{5} \ [m^3/s]$$

h) Determinarea presiunii necesare la ventilator, cu relația :

$$h_v = R_c \cdot Q_m^2 \ [daPa]$$

i) Alegerea tipului ventilatorului cu ajutorul diagramelor redate în fig. XXV.90—XXV.92.

Un exemplu de proiectare a unei instalații de aeraj parțial, conform etapelor de calcul mai sus menționate, este redat în tabelul XXV.29.

# 8. PROIECTAREA AERAJULUI GENERAL

Aerajul minier, indisolubil legat de existența oricărei mine indiferent de natura substanței minerale utile care se extrage, are ca obiect asigurarea securității și confortului în subteran.

Constituit în accepțiunea tehnică de specialitate din două mari categorii, și anume din aerajul general realizabil prin instalațiile principale de ventilație și din aerajul parțial cu funcționare independentă, aerajul minier prezintă un pronunțat caracter dinamic, similar procesului de extracție însuși.

Eficiența aerisirii tuturor fronturilor de lucru din subteran depinzînd de modul de proiectare, realizare și exploatare al instalațiilor de ventilație, implică în toate cazurile fundamentarea științifică a soluțiilor care se adoptă.

## 8.1. ELEMENTELE CARACTERISTICE TEHNOLOGIILOR DE EXTRACȚIE LA MINELE DE CĂRBUNI ȘI MINEREURI

Influența diferită a tehnologiilor de extracție specifică minelor de cărbuni și minereuri asupra aerajului permite evidențierea principalelor particularități de care trebuie să se țină seama la proiectarea minelor noi și la reproiectarea capacităților de producție a minelor în funcțiune.



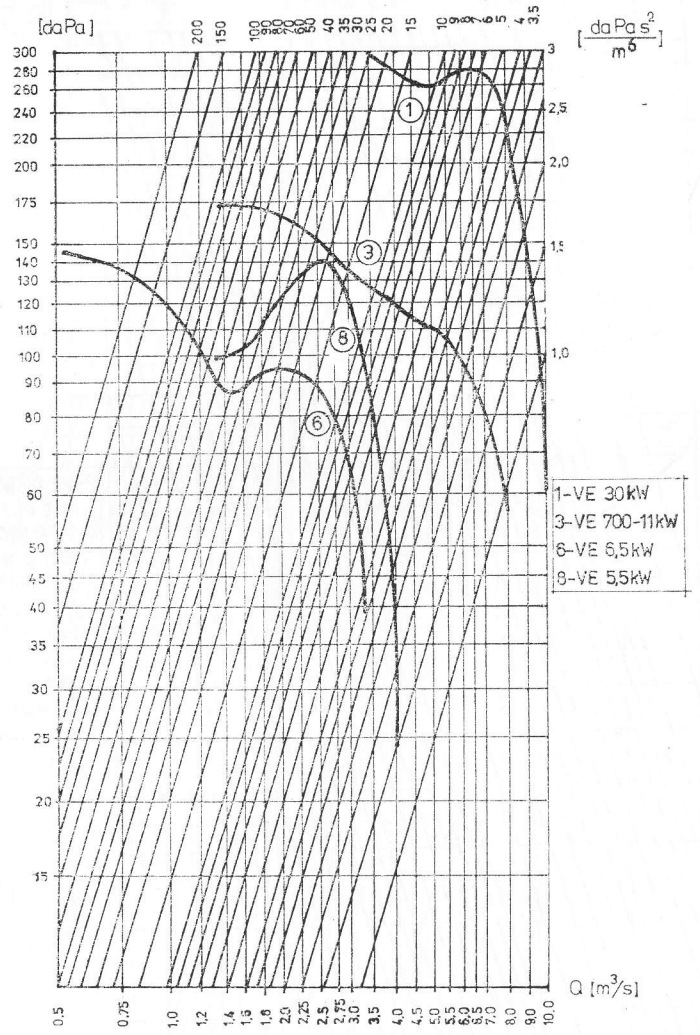



Fig. XXV.90. Curbele caracteristice aferente ventilatoarelor VE-30 kW; VE-700-14 kW; VE-6,5 kW și VE-5,5 kW.

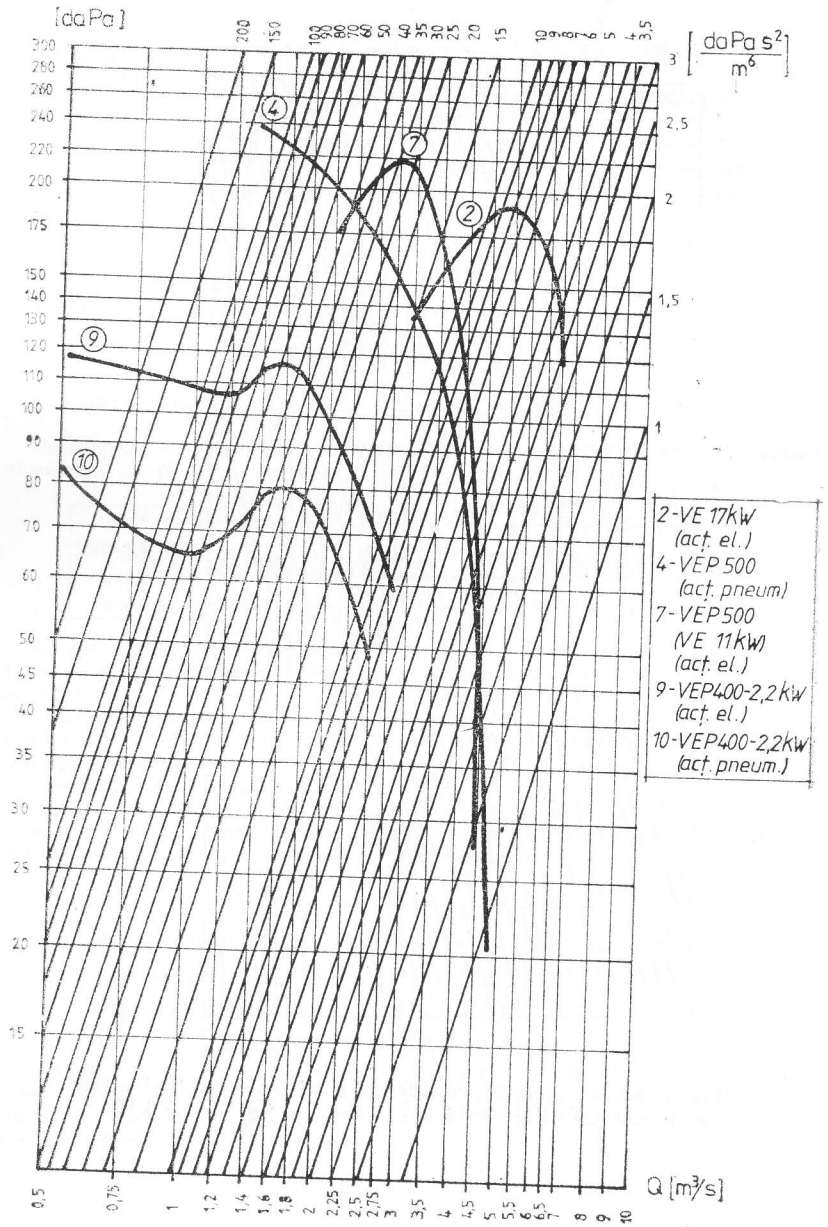



Fig. XXV.91. Curbele caracteristice aferente ventilatoarelor VE-17 kW, VEP-11 kW și VEP-2,2 kW.



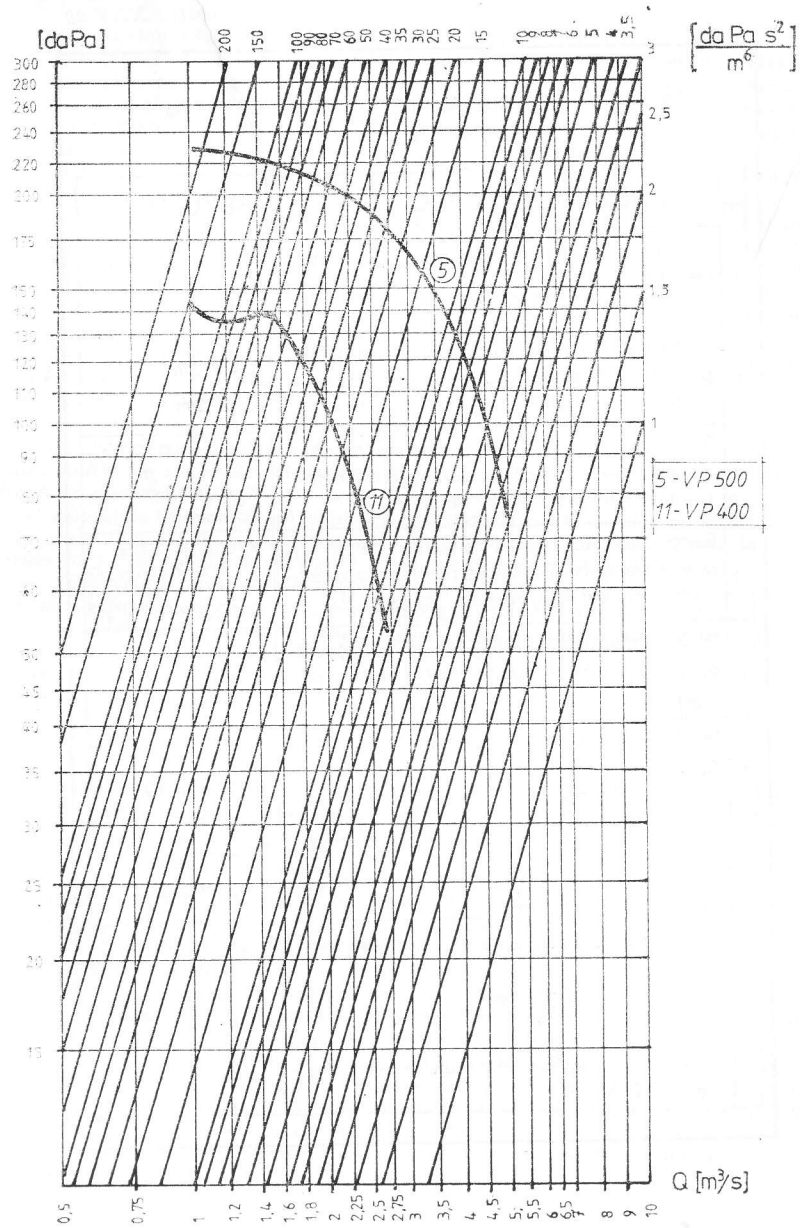



Fig. XXV.92. Curbele caracteristice aferente ventilatoarelor VP-500 ; VP-400.

*Tabelul XXV.29*

EXEMPLU DE CALCUL AL UNEI INSTALAȚII DE AERAJ PARTIAL

| Nr crt | ETAPE DE CALCUL | REZULTATE |
|---|---|---|
| a | Se adoptă debitul de aer necesar în frontul de lucru $Q_{fp}$ [m³/s] | $Q_{fp} = 1,5$ m³/s |
| b | Se fixează lungimea finală a coloanei L[m] și se adoptă diametrul corespunzător al acesteia, d[m] | L = 300 m<br>d = 0,6 m |
| c | Se aleg valorile corespunzătoare pentru rezistența aerodinamică $R_o$ și respectiv coeficientul unitar al pierderilor de aer $K_o$ | $R_o = 0,03$ daPa s²/m⁶<br>$K_o = 0,0024$ m³/s/m la un daPa |
| d | Se calculează coeficientul de pierderi de aer $K_C$ al coloanei de lungime L[m] și rezistența aerodinamică a acesteia, $R_C$, cu relațiile: $K_C = K_o \cdot L$ și $R_C = R_o \cdot L$ | $K_C = 0,0024 \cdot 300 = 0,72$ m³/s la un daPa<br>$R_C = 0,03 \cdot 300 = 9$ daPa s²/m⁶ |
| e | Se determină raportul debitelor de aer $Q_R = \frac{Q_V}{Q_{fp}}$, cu ajutorul diagramei din fig. XXV.89 sau cu ajutorul relației 7.19 | $Q_R \cong 3,0$ |
| f | Se calculează debitul de aer necesar la ventilator, $Q_V$[m³/s], cu ajutorul relației: $Q_V = Q_{fp} \cdot Q_R$ | $Q_V = 1,5 \cdot 3,0 = 4,5$ m³/s |
| g | Se calculează debitul de aer mediu cu ajutorul relației: $Q_m = \frac{2Q_V + 3Q_{fp}}{5}$ | $Q_m = \frac{2 \cdot 4,5 + 3 \cdot 1,5}{5} = 2,7$ m³/s |
| h | Se determină presiunea necesară la ventilator cu relația: $h_V = R_C \cdot Q_m^2$ | $h_V = 9 (2,7)^2 = 65,6$ daPa |
| i | Se alege ventilatorul corespunzător funcție de parametrii $h_V$ și $Q_V$, din diagramele redate în figurile XXV.90 - XXV.92. | VE 700 - 11 kW |



Aceste particularități pot fi sintetizate după cum urmează:

— Din punct de vedere al securității, minele de minereuri, deși favorizate de absența degajărilor naturale de gaze explozive, se caracterizează în marea majoritate a cazurilor prin rețele de aeraj cu grad ridicat de complexitate, fapt pentru care conducerea și supravegherea aerajului în aceste mine este la fel de importantă ca și în cazul minelor grizutoase.

— Din punct de vedere economic există totuși o deosebire importantă între cantitățile de aer necesare a fi vehiculate în timp, în subteran în minele de cărbuni, față de minele de minereuri, deosebire determinată de condițiile de zăcământ și tehnologiile de lucru aplicate. La minele de cărbuni, debitul absolut de gaze ce se degajă în decurs de 24 ore rămîne aproximativ constant, iar omogenizarea în timp a degajărilor de metan specifice fazelor de lucru nu reclamă reglarea în limite largi a volumului de aer necesar de trimis în subteran. În minele de minereuri, la executarea operațiilor de împușcare, cantitatea de aer necesară ar trebui să se modifice brusc și anume de la o valoare minimă corespunzătoare pentru intervalele de timp cînd nu se execută operații de împușcare, la o valoare maximă necesară în timpul evacuării din lucrările miniere a gazelor toxice rezultate din aceste operații.

În consecință, în cazul minelor de cărbuni cantitatea de aer poate rămîne constantă chiar și în condițiile concentrării producției în abataje de mare capacitate, în timp ce pentru minele de minereuri este indicat să se creeze două regimuri de aeraj, în special la aplicarea metodelor de exploatare de mare productivitate (împușcări masive).

— Abatajele tip cameră au o pondere însemnată atît în cazul minelor de cărbuni, cît și în cazul minelor de minereuri, fapt care determină utilizarea redusă la nivelul fronturilor de lucru a depresiunii creată de instalațiile principale de ventilație.

— Cu excepția minelor de lignit, producțiile planificate se obțin din abataje cu grad ridicat de dispersie, respectiv din număr mare de orizonturi în funcțiune.

— Direcțiile de dezvoltare a noilor capacități de producție prin creșterea gradului de mecanizare și a ponderii metodelor de exploatare de mare productivitate prevăzute atît pentru minele de cărbuni, cît și pentru cele de minereuri, corespund și cerințelor impuse pentru realizarea sistemelor optime de aeraj, cu eficiență superioară.

## 8.2. METODE ȘI MIJLOACE DE PROIECTARE A SISTEMELOR OPTIME DE AERAJ

Proiectarea aerajului în cadrul programului general de deschidere sau dezvoltare al unei mine, reprezintă o acțiune de importanță deosebită și necesită stabilirea tuturor elementelor de care va depinde atît securitatea și confortul personalului din subteran, cît și ritmicitatea producției.

În acest scop, cerințele aerajului care privesc capacitatea de transport a aerului în subteran trebuiesc corelate cu metodele de deschidere, pregătire și exploatare preconizate.

În această etapă se definitivează structura rețelei de lucrări miniere funcție de cerințele aerajului, pe faze distincte corespunzătoare gradului de evoluție al minei (faza de deschidere, fazele de exploatare în conformitate cu dinamica capacității de producție).

Principalele cerințe ale aerajului rațional sînt:

— asigurarea stării de securitate și confort în toate lucrările miniere subterane, conform normelor în vigoare;

— depresiuni minime, la nivelul minei și abatajelor, necesare pentru transportul debitelor de aer;
— număr redus de instalații principale de ventilație;
— realizarea de sisteme de aeraj individuale, în cadrul minelor de extindere mare (sectorizare);
— utilizarea tuturor lucrărilor miniere și pentru scopuri de aerisire;
— stabilitate ridicată a debitelor de aer, ca mărime și sens de circulație a aerului;
— evitarea introducerii în subteran a aerului proaspăt, prin puțurile cu schip sau prin lucrările miniere echipate cu benzi de transport;
— număr minim de construcții de aeraj;
— pierderi de aer mici atît la nivelul minei, cît și la nivelul abatajului;
— circuite independente de aeraj pentru zonele din mină predispuse la erupții de gaze și rocă;
— pierderi minime de aer prin spațiul exploatat la minele cu pericol de autoaprindere a substanței minerale utile.

Elementele componente recomandabile a constitui proiectul de aeraj al unei mine pot fi grupate în următoarele părți:
— condițiile geologo-miniere în care urmează să se desfășoare procesul de exploatare a substanței miniere utile;
— structura rețelei de lucrări miniere în raport cu fronturile de lucru;
— sistemul de aeraj;
— calculul debitului de aer necesar în subteran etapizat pe perioade distincte de exploatare;
— calculul depresiunii stației de ventilație (a minei) pentru categoriile de debite de aer stabilite;
— alegerea ventilatoarelor și funcționarea acestora la rețea;
— aerajul lucrărilor miniere în fund de sac;
— calculul indicatorilor economici.

### 8.2.1. CONDIȚIILE GEOLOGO-MINIERE

Concepția aerajului unei mine depinzînd de un complex de factori, este indicat ca partea introductivă a proiectului să trateze particularitățile de principiu cu influență hotărîtoare asupra soluției de aerisire care urmează să se adopte.

Din punctul de vedere al aerajului, aceste particularități se referă la sursele de poluare din subteran determinate atît de condițiile geologice, cît și de tehnologia de lucru.

În consecință este necesar să se expliciteze:

— natura substanței minerale utile care face obiectul exploatării, a formațiunilor geologice în care este cantonat zăcămîntul și principalele caracteristici care pot influența soluția de aerisire (ex. tendințe la autoaprindere);
— regimul degajărilor de gaze din zăcămînt sau din rocile înconjurătoare;
— statutul minei (în deschidere, în dezvoltare sau redeschidere);
— condițiile geologo-miniere din imediata vecinătate (zăcăminte de substanțe minerale utile cunoscute, mine sau cariere în exploatare, lucrări miniere abandonate);
— metodele de exploatare preconizate (tipul abatajelor), precum și metoda de tăiere (mecanizat sau prin intermediul explozivilor etc.);
— gradul de folosire al utilajelor acționate cu motoare cu ardere internă.



### 8.2.2. STRUCTURA REȚELEI DE LUCRĂRI MINIERE

Soluția ideală de aerisire a oricărei mine ar consta din prezența a două legături subteran-suprafață pentru fiecare consumator (abataj) din subteran. În realitate acest lucru nu este posibil și, deși abatajele se aerisesc independent, drumurile aerului pînă la acești consumatori sînt destul de complicate.

De asemenea, varietatea însemnată a parametrilor geometrici aferenți lucrărilor miniere (puțuri, galerii, plane înclinate, suitori) amplifică dificultatea conducerii aerului în conformitate cu necesitățile, recurgîndu-se din acest motiv la distribuirea dirijată (reglarea debitelor de aer).

În consecință, după stabilirea debitelor de aer necesare (prima condiție a sistemului optim), pentru realizarea celei de a doua condiții, care definește conceptul de *„sistem optim de aeraj"*, este indicat să se facă o analiză detaliată a structurii rețelei de lucrări miniere dictată de nevoile producției, din punct de vedere al capacității de transport a aerului cu cheltuieli minime, spre și de la fronturile de lucru.

Această analiză permite corectarea și corelarea în timp util a cerințelor stricte ale producției cu cele ale aerajului.

### 8.2.3. SISTEME ȘI SCHEME DE AERAJ

Prin *sistem de aeraj* se înțelege ansamblul alcătuit din totalitatea curenților de aer vehiculați printr-o rețea de lucrări miniere precum și din sursele de presiune-depresiune (ventilatoare), care determină deplasarea acestor curenți. Funcție de mărimea presiunii din subteran, în raport cu presiunea atmosferică de la suprafață, sistemul de aeraj poate fi *aspirant*, *refulant* sau *combinat*.

Sistemul de aeraj aspirant este aplicabil la toate minele și este obligatoriu pentru minele grizutoase de categoria II, III și IV.

Sistemul de aeraj refulant, deși are un domeniu de aplicabilitate mai restrîns (datorită restricției menționate pentru minele grizutoase de cat. II, III și IV), este indicat în cazul tuturor minelor (în special de minereuri) la care există multiple legături aerodinamice cu suprafața, în condițiile prezenței în același perimetru a lucrărilor vechi sau carierelor. Sistemul de aeraj combinat este indicat în cazul rețelelor cu rezistențe aerodinamice mari, cînd sînt necesare debite de aer relativ mici.

Schema de aeraj evidențiază modul de amplasare în perimetrul care face obiectul exploatării, a lucrărilor miniere principale de intrare și evacuare a aerului în și din mină.

La stabilirea schemei de aeraj, respectiv la definitivarea modului de amplasare a lucrărilor miniere de evacuare a aerului din mină în raport cu cel de intrare (sensul general de vehiculare a aerului în raport cu sensul de extragere al substanței minerale utile), se va ține seama de următoarele recomandări:

— Schemele centrale de aeraj sînt recomandabile în cazul exploatării zăcămintelor fără tendință de autoaprindere și cu degajări de gaze reduse. Aceste scheme nu sînt indicate la lungimi mari pe direcție a cîmpului minier, deoarece implică depresiuni mari la stațiile principale de ventilație, de asemenea în cadrul acestor scheme, indiferent de sensul în care evoluează exploatarea în limitele cîmpului minier, nu poate fi evitată variația continuă a parametrilor funcționali aferenți stației principale de ventilație.

— Schemele diagonale de aeraj au cel mai mare domeniu de aplicabilitate deoarece asigură un grad ridicat de stabilitate al aerajului în condițiile depresiunilor relativ mici. Aceste scheme sînt recomandabile pentru cîmpuri miniere de extindere

mare, la exploatarea zăcămintelor cu tendință de autoaprindere și degajări importante de gaze.

Schemele diagonale, datorită flexibilității care le este caracteristică, permit, de asemenea, crearea aerajului independent pentru oricare zonă a unei mine, în cazul necesității extinderii exploatării (schemele combinate).

La schemele diagonale, pentru evitarea diferențelor mari în repartiția depresiunilor de-a lungul unui orizont în exploatare, este indicată micșorarea rezistențelor aerodinamice prin realizarea de legături paralele.

Definitivarea schemei de aeraj a unei mine în concordanță cu scheletul de lucrări miniere principale destinate producției trebuie să fie urmată de stabilirea configurației rețelei de lucrări miniere subterane la nivelul fronturilor de lucru (abatajelor).

În consecință, rețeaua de lucrări miniere subterane trebuie să îndeplinească următoarele condiții :

— număr minim de orizonturi în exploatare care să asigure producția planificată (concentrarea producției în abataje de mare capacitate) ;

— căi de aeraj distincte pentru evacuarea aerului viciat din fiecare strat, corp de minereu, grupuri de strate sau filoane deschise în comun ;

— număr cît mai mare de circuite de aeraj paralele cu depresiuni aproximativ egale, circuite care alcătuiesc un sistem individual de aeraj, atribuit unei singure stații principale de ventilație ;

— absența lucrărilor miniere de legătură între stațiile principale de ventilație ;

— realizarea separării curenților de aer proaspăt cît mai aproape de căile principale de intrare a aerului în mină ;

— evitarea aerisirii în serie a abatajelor ;

— număr minim de abataje, în cadrul unui circuit ;

— eliminarea la minim posibil a prezenței aerului viciat și a aerului proaspăt în aceeași lucrare minieră, chiar dacă se practică separarea prin ecluze ;

— utilizarea la maximum posibil a depresiunii create de instalațiile principale de ventilație, pentru aerisirea abatajelor atît la minele de minereuri, cît și la minele de cărbuni.

Ținînd seama de faptul că, la nivelul abatajelor se află principalele surse de poluare a atmosferei subterane (degajări de gaze din zăcămînt, gaze rezultate la împușcare, praf etc.) și, de asemenea, că aceste fronturi de lucru se caracterizează în general prin posibilități de transport ale aerului mai mici în comparație cu cele ale lucrărilor miniere de acces, schemele de aerisire ale abatajelor trebuie să asigure completarea capacității de diluție a curenților de aer, astfel încît aerajul să nu constituie factor de limitare a producției.

În acest scop, tipurile de scheme raționale pentru aerisirea abatajelor aflate sub depresiunea ventilatoarelor principale, redate în fig. XXV.93, au următoarele domenii de aplicabilitate :

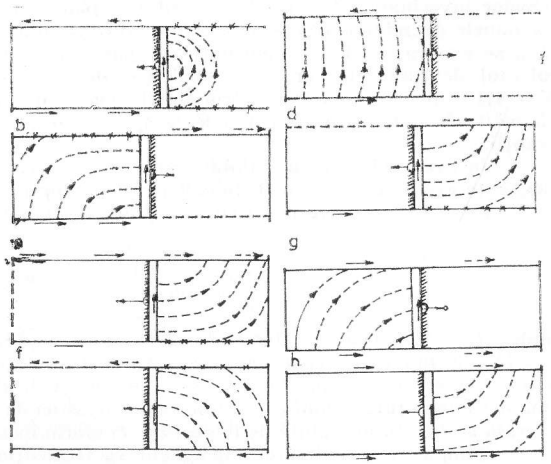
— schemele tip U și Z (fig. XXV.93, *a*, *b*, *c*, *d*) pentru toate minele, cu excepția celor cu degajări mari de gaze din zăcămînt sau de la operațiile de împușcare ;

— schemele tip Y și H (fig. XXV.93, *e*, *f*, *g*, *h*) cu mai multe căi de alimentare și evacuare a aerului în și din abataj, pentru minele cu degajări mari de gaze din zăcămînt sau rezultate la operațiile de împușcare ;

— schemele specifice abatajelor conjugate (fig. XXV.93), cu două sau mai multe căi de alimentare sau evacuare a aerului în și din abataj, pentru toate minele funcție de gradul de poluare.



Fig. XXV.93. Scheme de aerisire a abatajelor.




Ținîndu-se seama de însușirile acestor tipuri de scheme în metodele cadru de exploatare specifice minelor de cărbuni, s-au detaliat și schemele de aeraj posibile de aplicat.

## 8.2.4. CALCULUL DEBITULUI DE AER NECESAR ÎN SUBTERAN

Prevederile normelor referitoare la stabilirea debitului de aer necesar în subteran țin seama pe de o parte de elementele caracteristice condițiilor de zăcămînt, iar pe de altă parte de cele care definesc sursele de poluare derivate din tehnologia de lucru.

Din acest motiv, dintre factorii implicați direct în calculul debitului de aer, o categorie au un efect permanent (ex. degajările de gaze din zăcămînt, gazele de eșapare), iar altă categorie au o acțiune discontinuă și diferit localizată în timp (ex. gazele rezultate în urma operațiilor de împușcare).

Datorită complexității acestor factori, cauzată atît de numărul lor relativ mare, cît și de gradul lor diferit de pericol și acțiune, normele cuprind mai multe criterii de calcul a debitelor de aer necesare pentru asigurarea condițiilor de securitate și confort la nivelul fiecărui front de lucru.

**Fronturi de lucru aerisite sub depresiunea ventilatoarelor principale.**

a) *Degajările de gaze din zăcămînt* :

$$Q_f = \frac{q_r \cdot T \cdot 100}{1 \cdot 24 \cdot 60 \cdot 60} K \quad [m^3/s] \tag{8.1}$$

unde : $Q_f$ este debitul relativ de gaz ($CH_4$, $CO_2$) aferent stratului, circuitului sau minei, $m^3/t$. Debitul relativ de gaz, pentru minele noi și pentru minele în dezvoltare, se stabilește pe baza studiilor de prognoză, sau pe baza debitelor relative de gaz specifice

minelor învecinate; $T$ — producția zilnică planificată pentru abatajul respectiv, t. La minele de minereuri producția, $T$, reprezintă total rocă (minereu + steril) planificată a se excava, t; 1% — conținutul de gaz ($CH_4$, $CO_2$) care se ia în cosinderare la calculul debitului de aer; $K$ — coeficient de neuniformitate a degajărilor de gaze: $K = 1{,}1$ — pentru minele al căror debit relativ de gaz ($CH_4$, $CO_2$) este mai mic de 15 m³/t; $K = 1{,}2$ — pentru minele cu $q_r > 15$ m³/t sau pentru minele cu suflaiuri sau erupții.

În cazul minelor cu suflaiuri sau erupții al căror debit relativ de gaz ($CH_4$ sau $CO_2$) este mai mic de 10 m³/t, în calcul se va adopta $q_r = 10$ m³/t.

b) *Gazele rezultate în urma operațiilor de împușcare*:

$$Q_f = \frac{C}{60 \cdot t}\sqrt{AV} \qquad [m^3/s] \tag{8.2}$$

unde: $C = 22{,}5$ pentru minele de cărbune; $C = 40{,}0$ pentru minele de minereuri; $t = 15-30$ minute, timp de aerisire; $A$ este cantitatea de exploziv planificată pentru o împușcare (într-o repriză), kg; $V$ — volumul abatajului, m³; $V = L \cdot S$ [m³]; $L$ — lungimea abatajului planificată conform monografiei de susținere, m; $S$ — secțiunea transversală a abatajului înainte de împușcare, conform monografiei de susținere, m².

Timpul de aerisire luat în calcul va fi menționat în proiect și, de asemenea, se va menționa timpul de aerisire în cazul în care tehnologia de lucru reclamă cantități de exploziv mai mari de 200 kg (împușcări masive).

c) *Prezența oamenilor*:

$$Q_f = \frac{n_1 \cdot q_1}{60} \qquad [m^3/s] \tag{8.3}$$

unde: $n_1$ este numărul maxim de oameni planificați în frontul de lucru într-un schimb; $q_1 = 3$ m³/min, om — norma de aer specifică minelor negrizutoase; $q_1 = 4$ m³/min, om — norma de aer specifică minelor grizutoase.

d) *Viteza minimă de circulație a aerului*:

$$Q_f = 0{,}2\,S \qquad [m^3/s] \tag{8.4}$$

$S$ fiind secțiunea transversală a frontului de lucru, conform monografiei de susținere, m².

e) *Confortul termic*. Având în vedere că la anumite mine, odată cu coborîrea în adîncime, sau prin natura zăcămîntului, temperaturile ridicate din masiv pot conduce la înrăutățirea stării de confort în fronturile de lucru, se consideră oportun ca stabilirea debitului necesar de aer să se efectueze și după criteriul termic, deși acest criteriu nu reprezintă o obligativitate a normelor în vigoare.

Principiul metodei de calcul al debitului de aer după criteriul termic exprimă dependența care există între capacitatea specifică de răcire a mediului (reprezentată prin temperatura umedă și viteza curentului de aer) și mărimea metabolismului caracteristic efortului depus (fig. XXV.94).

Această metodă permite alegerea soluțiilor raționale de îmbunătățire a condițiilor de confort (asigurarea temperaturii stabilite de norme $< 25$°C) și anume, fie prin majorarea vitezei de circulație a aerului (la nivelul fronturilor de lucru), fie prin reducerea temperaturilor umede cu ajutorul instalațiilor de refrigerare.

La refrigerare, se recurge numai după epuizarea capacității aerajului de îmbunătățire a condițiilor de confort.



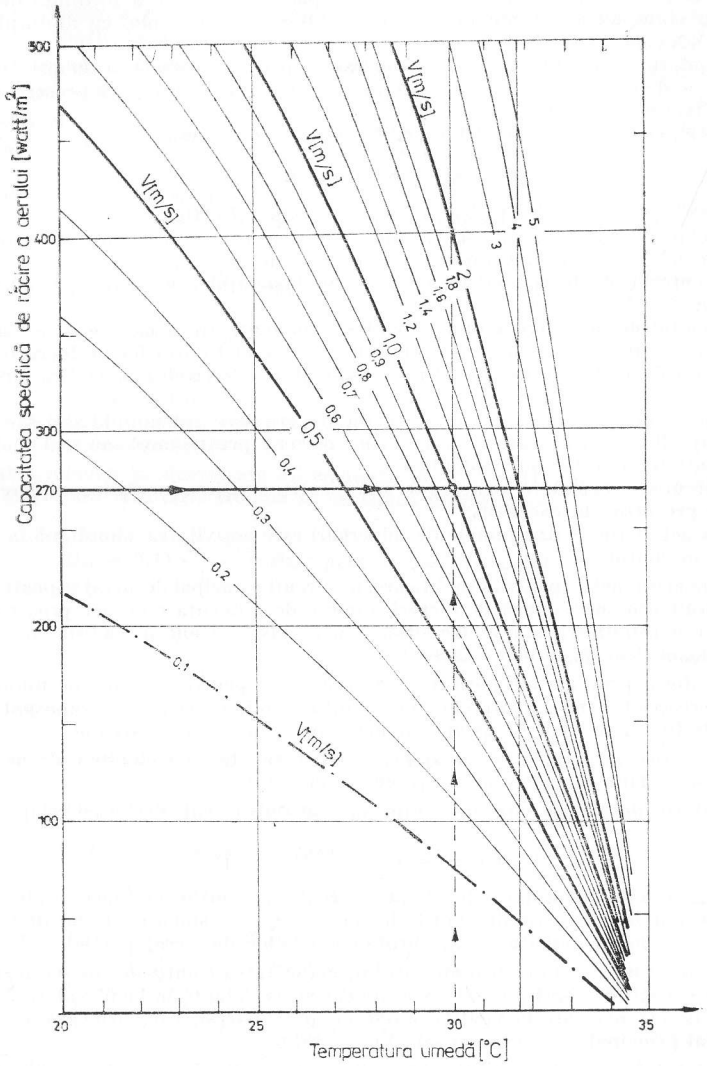



Fig. XXV.94. Dependența dintre capacitatea specifică de răcire a mediului și mărimea metabolismului caracteristic efortului depus.

Viteza necesară pentru asigurarea unei capacități de răcire a mediului de minimum 270 W/m² corespunzătoare muncii grele din subteran, se determină cu ajutorul diagramei din fig. XXV.94.

Conform exemplului marcat pe diagramă, presupunîndu-se o temperatură umedă de 30°C, se determină viteza aerului de $v_t = 1$ m/s, care va asigura procese metabolice normale (stare de confort).

Deci, conform criteriului termic, debitul de aer necesar este :

$$Q_f = S \cdot v_t \quad [m^3/s] \tag{8.5}$$

unde $v_t$ este viteza aerului (m/s) conform diagramei din fig. XXV.94.

Debitul de aer $Q_f$, care se va adopta pentru frontul de lucru, corespunde valorii maxime rezultate după unul din criteriile de mai sus.

**Fronturile de lucru aerisite cu ajutorul instalațiilor de aeraj parțial.** Conform metodologiei redate în cap. 7.

**Debitul de aer aferent unui circuit sau orizont.** După cum s-a menționat, arhitectura rețelei de lucrări miniere subterane la nivelul fronturilor de lucru (abatajelor), dependentă de metodele de pregătire și exploatare, determină structura circuitelor de aeraj.

Circuitele principale de aeraj servesc pentru aerisirea unui abataj sau grupurilor de abataje din același strat sau din același orizont pentru unul sau mai multe filoane, abataje aflate simultan în exploatare.

Circuitele secundare de aeraj servesc pentru aerisirea lucrărilor miniere de deschidere sau pregătire, în execuție.

Caracteristic pentru minele de minereuri este activitatea simultană la un număr mare de orizonturi.

Din acest motiv, pentru simplificare, un circuit principal de aeraj se poate considera a fi alcătuit din succesiunea de lucrări miniere de alimentare cu aer proaspăt pînă la abataje, din totalitatea abatajelor situate la același orizont în cadrul unuia sau mai multor filoane (lentilă, corp de minereu).

Conform prevederilor normelor de securitate, pentru minele de minereuri este admisă aerisirea în serie a abatajelor, cu condiția suplimentării cu aer proaspăt a fiecărui orizont de lucru, în vederea asigurării permanente a calității aerului.

Circuitele principale de aeraj pentru care se stabilesc debitele de aer necesare pe o perioadă dată se evidențiază în proiectul de aeraj.

Debitul de aer aferent circuitului (orizontului) se calculează cu relația :

$$Q_{circuit} = \Sigma Q_f + 1{,}3\,\Sigma Q_{fp} \quad [m^3/s] \tag{8.6}$$

în care : $\Sigma Q_f$ este suma debitelor de aer aferente fronturilor de lucru aflate sub depresiunea instalației principale de ventilație, m³/s ; $\Sigma Q_{fp}$ — suma debitelor de aer aferente fronturilor de lucru aerisite cu ajutorul instalațiilor de aeraj parțial, m³/s.

În cazul în care în cadrul circuitului, majoritatea fronturilor de lucru sînt prevăzute cu instalații de aeraj parțial, este indicat să se adopte în locul valorii $\Sigma Q_{fp}$, suma debitelor de aer necesare la ventilatoarele de aeraj parțial care urmează a fi instalate în curentul principal de aer proaspăt al circuitului.

Debitul de aer al circuitului se verifică în funcție de necesitatea diluării gazelor de eșapare de la motoarele cu ardere internă prezente în circuit, cu ajutorul relației :

$$Q_{circuit} \geqslant (n_2 q_2 + n_2' q_2' + n_2'' q_2'')K \tag{8.7}$$



în care : $n_2$ este puterea totală a utilajelor acționate cu motoare Diesel aflate simultan în circuit, care conțin în gazele de eșapare maximum 0,06% CO, CP ; $n_2'$ — idem, cu conținut de CO cuprins între 0,06 și 0,08%, CP ; $n_2''$ — idem, cu conținut de CO cuprins între 0,08 și 0,12%, CP ; $q_2' = 0{,}066$ m³/s și kW pentru un conținut de monoxid de carbon < 0,06% ; $q_2 = 0{,}091$ m³/s și kW pentru un conținut de CO cuprins între 0,06—0,08% ; $q_2'' = 0{,}133$ m³/s și kW pentru un conținut de CO, cuprins între 0,08—0,12% ; $K = 1$ pentru utilaje care lucrează în exclusivitate în subteran ; $K = T_{ef}/T_e$ pentru utilaje cu funcționare mixtă subteran-suprafață : $T_{ef}$ — durata de funcționare efectivă a utilajului în subteran (din timpul unei curse dus-întors) ; $T_e$ — durata totală a unei curse dus-întors.

Dacă inegalitatea de mai sus nu este satisfăcută atunci se adoptă pentru debitul de aer al circuitului valoarea rezultată din necesitatea diluării gazelor de eșapare.

**Debitul de aer aferent stației de ventilație.**

$Q_{st} = 1{,}15\,\Sigma\, Q_{circuit}$ [m³/s] pentru minele de cărbuni ;
$Q_{st} = 1{,}30\,\Sigma\, Q_{circuit}$ [m³/s] pentru minele de minereuri ;
$Q_{st} = Q_{mină}$ cînd mina este prevăzută cu o singură instalație principală de ventilație.

În cazul minelor în dezvoltare cu emanații de gaze ($CH_4$ sau $CO_2$), debitul de aer aferent stației de ventilație trebuie să satisfacă inegalitatea :

$$Q_{st} \geqslant 0{,}115\frac{q_r \cdot T}{100}\ [m^3/s] \text{ pentru } C = 1\% \text{ vol. } CH_4 \tag{8.8}$$

$$Q_{st} \geqslant 0{,}15\,\frac{q_r \cdot T}{100}\ [m^3/s] \text{ pentru } C = 0{,}75\% \text{ vol. } CH_4 \tag{8.9}$$

în care : $q_r$ este debitul relativ de gaze ($CH_4$ sau $CO_2$) specific stației de ventilație (minei), m³/t ; $T$ — producția planificată a se extrage în 24 ore din fronturile de lucru aerisite prin intermediul acestei stații de ventilație, t/24 ore.

**Debitul de aer aferent ventilatorului.**

a) *Stațiile principale de ventilație nou montate* :

$$Q_v = 1{,}2K \cdot Q_{st}\ [m^3/s] \tag{7.10}$$

unde : $K = 1{,}05$ în cazul în care lucrarea principală de evacuare a aerului din mină servește în exclusivitate pentru aeraj ;
$K = 1{,}1$ în cazul în care lucrarea principală de evacuare a aerului din mină servește și pentru transport de personal ;
$K = 1{,}15$ în cazul cînd pe această lucrare se efectuează transport continuu.

b) *Stațiile principale de ventilație existente* :

$$Q_v = K \cdot Q_{st}\ [m^3/s] \tag{8.11}$$

$K$ fiind coeficientul real al pierderilor de aer.

### 8.2.5. CALCULUL DEPRESIUNII

*Stațiile principale de ventilație nou montate.* Valoarea orientativă a depresiunii stației de ventilație (minei) necesară pentru învingerea rezistențelor aerodinamice specifice lucrărilor miniere (de frecare), $h_f$, se obține prin însumarea depresiunilor parțiale ale ramificațiilor care intră în componența traseului cu lungimea cea mai mare și prin care se vehiculează cantități importante de aer.

În cazul în care nu este posibil să se aprecieze de la început traseul de maximă depresiune, se vor lua în considerație mai multe variante:

Se face mențiunea că traseul de maximă depresiune în care este impusă distribuția naturală a debitelor de aer (conform mărimii rezistențelor aerodinamice ale lucrărilor miniere) reprezintă optimum din punct de vedere energetic, deoarece corespunde puterii minime necesare la ventilator.

— *Depresiunea stației (pierderea de presiune), cauzată de* frecare, se determină cu relația:

$$h_f = \Sigma\, h_i \ \text{[daPa]} \tag{8.12}$$

în care: $h_f$ este pierderea de presiune de-a lungul traseului, datorită frecării aerului de pereții lucrărilor miniere, daPa; $h_i$ — pierderea de presiune aferentă unei ramificații, daPa;

$$h_i = \frac{\alpha L \cdot P \cdot Q^2}{S^3} \ \text{[daPa]} \tag{8.13}$$

unde: $\alpha$ este coeficient de rezistență aerodinamică, kg·s²/m⁴; $L$, $P$, $S$ — lungimea, perimetrul și respectiv secțiunea lucrării miniere; $Q$ — debitul de aer aferent lucrării miniere, m³/s.

— *Depresiunea totală a stației (minei)*, $h_{st}$, se obține cu ajutorul relației:

$$h_{st} = h_f + h_L + h_n \ \text{[daPa]} \tag{8.14}$$

în care: $h_f$ este pierderea de presiune necesară învingerii rezistențelor de frecare, daPa; $h_L$ — pierderea de presiune necesară învingerii rezistențelor locale și frontale, daPa;

$$h_L = (0{,}1 \ldots 0{,}25)\, h_f \ \text{[daPa]} \tag{8.15}$$

$h_n$ — depresiunea tirajului natural;

$$h_n = 0{,}1 \cdot h_f \ \text{[daPa]} \tag{8.16}$$

— *Depresiunea necesară la ventilator* se determină cu ajutorul relației:

$$h_v = R_r \cdot Q_v^2 \ \text{[daPa]} \tag{8.17}$$

în care: $R_r$ este rezistența aerodinamică a rețelei la care trebuie să funcționeze ventilatorul

$$R_r = K_1 \cdot R_{st} \cdot R_c \ \text{[daPa·s²/m⁶]} \tag{8.18}$$



— *Valorile coeficientului* $K_1$, *rezistenței stației* $R_{st}$, *și rezistenței canalului*, $R_c$, sînt date de relațiile:

$$K_1 = \frac{1}{\left(1 + \frac{p}{100}\right)^2} \tag{8.19}$$

$$p = \frac{Q_v - Q_{st}}{Q_{st}} \cdot 100 \quad [\%] \tag{8.20}$$

$$R_{st} = \frac{h_{st}}{Q_{st}^2} \quad \text{[daPa·s²/m⁶]} \tag{8.21}$$

$$R_c = \frac{h_c}{Q_c^2} \quad \text{[daPa·s²/m⁶]} \tag{8.22}$$

în care $h_c$ este pierderea de presiune din canalul de aeraj, daPa.

*Stațiile de ventilație existente.* Depresiunea necesară la ventilator, $h_v$, se determină după cum urmează:

— se calculează rezistența reală a stației de ventilație $R_{st}$ și cea a canalului de aeraj $R_c$, din măsurătorile efectuate la mină;

— se majorează $R_{st}$ cu 5—10%;

— se determină rezistența rețelei $R_r$ cu ajutorul relației:

$$R_r = K_1 R'_{st} + R_c \quad \text{[daPa·s²/m⁶]} \tag{8.23}$$

în care

$$R'_{st} = (1{,}05\text{—}1{,}1)\, R_{st} \quad \text{[daPa·s²/m⁶]} \tag{8.24}$$

— se calculează depresiunea necesară la ventilator cu ajutorul relației:

$$h_v = R_r \cdot Q_v^2 \quad \text{[daPa]} \tag{8.25}$$

Se face recomandarea ca atît pentru stațiile de ventilație nou montate, cît și pentru cele existente, depresiunea stației, $h_{st}$, să nu depășească valoarea de 300 daPa.

### 8.2.6. DIMENSIONAREA CANALELOR DE AERAJ

*Secțiunea canalului* (fig. XXV.95) se determină cu relația:

$$S_c = Q_v / v_0 \quad [\text{m}^2] \tag{8.26}$$

în care: $Q_v$ este debitul de aer maxim aferent ventilatorului, m³/s;

$v_0$ — viteza optimă de circulație a aerului

$$v_0 = 10\text{—}13 \quad [\text{m/s}].$$

Se recomandă ca secțiunea canalului de deviere pentru inversarea curentului de aer să fie aceeași cu cea calculată pentru canalul în funcționare normală.

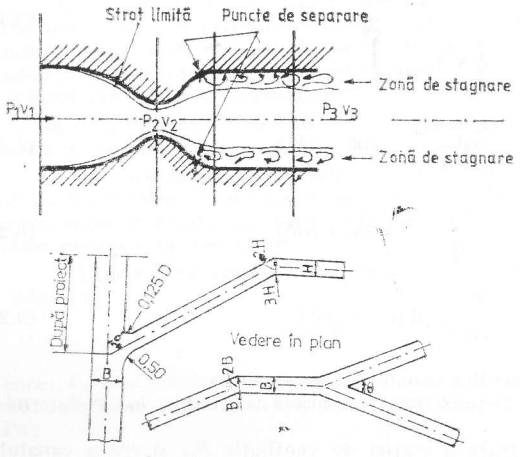



Fig. XXV.95. Schema de principiu a unui canal de aeraj.

*Pierderea de presiune din canal* se determină cu relația :

$$h_c = \Sigma h_L + \Sigma h_f \text{ [daPa]} \tag{8.27}$$

în care : $\Sigma h_L$ reprezintă pierderile de presiune cauzate de rezistențele locale, daPa ; $\Sigma h_f$ — pierderile de presiune cauzate de frecarea aerului pe pereții canalului, daPa,

$$\Sigma h_L = h_{racord} + h_{ramificare} \text{ [daPa]}$$

unde : $h_{racord}$ este pierderea de presiune la racordul canalului cu lucrarea minieră principală de evacuare a aerului, daPa ; $h_{ramific.}$ pierderea de presiune cauzată de schimbarea de direcție a curenților de aer, daPa ;

$$h_{racord} = h' + h_{comprimare} \text{ daPa} \tag{8.28}$$

unde : $h'$ este pierderea de presiune datorită schimbării de direcție a curentului de aer în zona de racord a canalului cu lucrarea principală de evacuare, daPa ; $h_{comprimare}$ — pierderea de presiune datorită comprimării aerului, daPa.

$$h' = \xi_{rd} \cdot \frac{v_0^2 \rho}{2} \text{ [daPa]} \tag{8.29}$$

unde : $v_0$ este viteza optimă de circulație a aerului în canal, m/s ; $\xi_{rd}$ — coeficient de rezistență locală ;

$$\xi_{rd} = 0{,}57\varphi_1^2 \tag{8.30}$$



$\varphi_1$ — unghiul racordului (radiani).

$$\varphi_1 = \frac{\pi \cdot \delta}{180^\circ} \text{ [radiani]} \tag{8.31}$$

$\delta$ — unghiul racordului (grade) $\delta_{optim} = 40-50^\circ$

$$h_{compr.} = \xi_c \cdot \frac{v_0^2 \rho}{2} \text{ [daPa]} \tag{8.32}$$

$\xi_c$ fiind coeficient de rezistență locală a cărui valoare variază funcție de raportul dintre secțiunea canalului și a lucrării principale de evacuare (fig. XXV.96).

$$h_{ramif.} = \xi_{rf} \cdot \frac{v_0^2 \rho}{2} \text{ [daPa]} \tag{8.33}$$

$\xi_{rf}$ fiind coeficient de rezistență locală ;

$$\xi_{rf} = 0{,}17 + 4{,}1\theta^3 \tag{8.34}$$

$\theta$ — unghiul dintre axa canalului de rezervă și a celui în funcțiune (radiani).

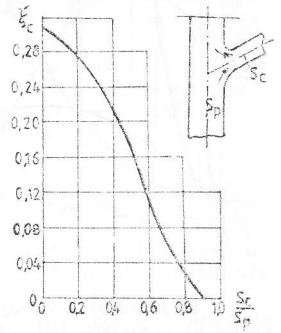



Fig. XXV.96. Diagrama coeficientului de rezistență locală cauzată de comprimarea aerului.

Valoarea optimă a acestui unghi este cuprinsă între limitele $0{,}262 \leqslant \theta \leqslant 0{,}524$.

*Pierderea de presiune cauzată de frecarea aerului de pereții canalului, pe porțiunea rectilinie a acestuia,* se determină cu relația :

$$h_f = \frac{\alpha L \cdot P}{S^3} \cdot Q_0^2 \text{ [daPa]} \tag{8.35}$$

În cazul cînd canalul de aeraj are mai multe coturi acestea vor fi luate în considerație după cum urmează :

— dacă distanța dintre două coturi, $l$, este mai mică sau egală cu $(1-12)B$, atunci rezistența celui de-al doilea cot se va considera ca fiind egală cu 75 % din rezistența primului cot ;

— dacă distanța dintre coturi este mai mare decît $12B$, atunci rezistența celui de-al doilea cot se calculează ($B$ — lățimea canalului, m).

## 8.2.7. ALEGEREA VENTILATOARELOR ȘI FUNCȚIONAREA ACESTORA LA REȚEA

Funcție de parametrii calculați $Q_v$ și $h_v$, luîndu-se în considerație curbele caracteristice, se alege ventilatorul corespunzător, astfel încît să se asigure funcționarea acestuia în domeniul rațional, pe întreaga perioadă de timp pentru care se proiectează.

Domeniul rațional de lucru al ventilatorului poate fi asigurat pe de o parte prin respectarea condiției de funcționare stabilă ($h_v \leqslant 0{,}9\ h_{max}$) și pe de altă parte printr-o funcționare economică ($\eta = 0{,}85\ \eta_{max}$).

În cazul funcționării la rețeaua minei a unui singur ventilator, regimurile de lucru se caracterizează prin debite și depresiuni pozitive.

Curba caracteristică a unui ventilator (fig. XXV.97) are în limitele primului cadran o parte ascendentă (punctele *1*, *2*, *3*, *4*) și o parte descendentă (punctele *5*, *6*, *7*).

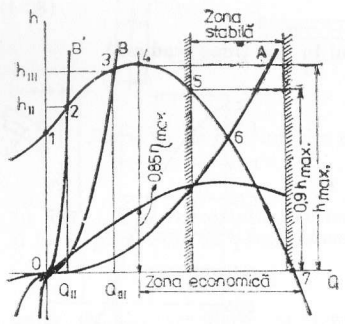



Fig. XXV.97. Domeniul de funcționare a ventilatorului.

În punctul *4* ventilatorul dezvoltă depresiunea maximă. Dacă punctul de intersecție al caracteristicii rețelei cu curba caracteristică a ventilatorului se situează pe porțiunea descendentă (caracteristica rețelei *A*, pct. *6*) atunci funcționarea ventilatorului va fi stabilă pe o anumită perioadă de timp cît rezistența minei se menține aproximativ constantă.

Dacă intersecția curbei caracteristice a ventilatorului și a caracteristicii rețelei (fig. XXV.97), se face în punctul *3* (zona ascendentă a curbei caracteristice a ventilatorului), atunci regimul de funcționare al ventilatorului va fi instabil.

Debitele și depresiunile realizate în acest caz vor suferi oscilații (fenomen de pompaj). Fenomenul de pompaj se datorește oscilațiilor rezistenței minei (caracteristica $B$, devine $B'$), momente în care debitul ventilatorului se reduce pînă la valoarea $Q_{II}$ și depresiunea pînă la valoarea $h_{II}$.

Reducerea mărimii acestor parametri funcționali nu se face lent și este însoțită de curenți de aer cu direcții opuse în ventilator, revenirile făcîndu-se, de asemenea, în salturi.



## 8.2.8. INDICATORII ECONOMICI AFERENȚI AERAJAULUI

*Cheltuielile totale aferente procesului de aerisire a unei mine* se determină cu relația :

$$C_T = C_e + C_s + C_a + C_m + C_r + C_{sp} + C_i \ \text{[lei/an]} \tag{8.36}$$

în care : $C_e$ este costul energiei consumate pentru aeraj (ventilatoare principale și de aeraj parțial, motoare auxiliare pentru manevrarea ușilor de aeraj, instalații de desprăfuire, etc.), lei/an ; $C_s$ — retribuția personalului de deservire a aerajului, lei/an ; $C_a$ — cota anuală de amortizare a investițiilor, lei/an ; $C_m$ — costul materialelor consumate pentru aeraj, lei/an ; $C_r$ — costul de întreținere, reparații și revizii, lei/an ; $C_{sp}$ — costul lucrărilor cu caracter special destinate aerajului, lei/an ; $C_i$ — costul energiei și al instalațiilor propriu-zise de încălzire a aerului în perioada de iarnă, lei/an.

*Costul unui m³ de aer vehiculat în subteran* se determină cu ajutorul relației :

$$C_{m^3/aer} = \frac{C_T}{3600\ \Sigma Q_v \cdot n \cdot t} \ \text{[lei/m}^3\text{ și an]} \tag{8.37}$$

în care : $\Sigma Q_v$ reprezintă debitele de aer dezvoltate de către ventilatoarele principale, m³/s ; $n$ — numărul de ore de funcționare a ventilatoarelor pe zi ; $t$ — numărul de zile de funcționare a ventilatoarelor pe an.

Indicatorii economici care permit aprecierea eficienței funcționării ventilatoarelor principale și a aerajului general al minei îl constituie randamentul static al ventilatorului și randamentul caracteristic procesului de aerisire a minei.

Se menționează că funcționarea ventilatoarelor principale cu randamente scăzute (mai mici, chiar numai cu 10—15% decît cele corespunzătoare domeniului economic) conduce la consumuri nerationale de energie, de ordinul a milioanelor de kWh pe an.

*Randamentul static al unui ventilator* se determină cu relația :

$$\eta_{at} = \frac{Q_v \cdot h_v}{102 \cdot N \cdot \eta_m} \tag{8.38}$$

în care : $N$ este puterea absorbită de la rețea kW ; $\eta_m$ — randamentul motorului.

Domeniul de funcționare economică a unui ventilator este definit de randamente statice mai mari de 0,6.

*Randamentul caracteristic procesului de aerisire a unei mine* $\eta_a$, care exprimă gradul de utilizare în subteran a aerului vehiculat de către ventilator, se determină cu relația :

$$\eta_a = \frac{Q_{st} \cdot h_{st}}{Q_v \cdot h_v} \cdot \eta_{st} \tag{8.39}$$

în care : $Q_{st}$, $h_{st}$ este debitul de aer vehiculat efectiv în subteran și respectiv depresiunea stației principale de ventilație ; $Q_v$, $h_v$ — parametrii funcționali ai ventilatorului principal ; $\eta_{st}$ — randamentul static al ventilatorului.

*Durata de recuperare a cheltuielilor suplimentare care se efectuează în vederea creșterii randamentului unui ventilator* se determină cu ajutorul relației :

$$T_r = \frac{C_s}{C'} \ \text{[ani]} \tag{8.40}$$

în care : $C_s$ este mărimea cheltuielilor suplimentare ce urmează a fi efectuate în vederea creşterii randamentului instalaţiei de ventilaţie, lei ; $C'$ — economiile ce se realizează pe seama creşterii randamentului instalaţiei de ventilaţie, lei/an ;

$$C' = \Delta N_e \cdot n \cdot t \cdot e \qquad [\text{lei/an}]$$

$\Delta N_e$ — puterea economisită pe seama creşterii randamentului, kW ; $n$ — numărul de ore de funcţionare a ventilatorului într-o zi ; $t$ — numărul de zile de funcţionare pe an ; $e$ — costul unui kWh.

$$\Delta N_e = \frac{Q_{v1} \cdot h_{v1}}{102 \cdot \eta_{m1} \cdot \eta_{st1}} - \frac{Q_{v2} \cdot h_{v2}}{102 \cdot \eta_{m1} \cdot \eta_{st1}} \qquad (8.41)$$

unde : $Q_{v1}$, $h_{v1}$ reprezintă parametrii funcţionali realizaţi de către instalaţia de ventilaţie în condiţiile randamentelor $\eta_{m1}$ şi $\eta_{st1}$ ; $\eta_{m1}$, $\eta_{st1}$ — randamentul motorului şi respectiv randamentul static al ventilatorului ; $Q_{v2}$, $h_{v2}$ — parametrii funcţionali aferenţi ventilatorului după modificarea randamentului acestuia.

Durata de recuperare a cheltuielilor efectuate în scopul creşterii randamentelor se recomandă să fie mai mică de 5 ani.

*Coeficientul de eficienţă al modificărilor efectuate* reprezintă mărimea inversă a duratei de recuperare a cheltuielilor şi se determină cu relaţia :

$$E_{ef} = 1/T_r \qquad (8.42)$$

*Aprecierea oportunităţii modificării rezistenţei aerodinamice a unei lucrări miniere* (sau minei) se poate face, funcţie de economia de energie, cu ajutorul relaţiei :

$$C'' = \frac{Q_1 \cdot h_1 - Q_2 \cdot h_2}{102} n \cdot t \cdot e \qquad [\text{lei/an}] \qquad (8.43)$$

în care : $Q_1$, $h_1$ este debitul de aer, respectiv depresiunea lucrărilor miniere sau minei înainte de modificarea rezistenţei aerodinamice ; $Q_2$, $h_2$ — idem, după modificarea rezistenţei aerodinamice.

*Durata de recuperare a cheltuielilor efectuate pentru reducerea depresiunii* (rezistenţei aerodinamice), aferente lucrării miniere (mină), se determină cu relaţia :

$$T'_r = C'_s / C'' \qquad (8.44)$$

$C'_s$ fiind cheltuielile necesare pentru reducerea depresiunii.

# 9. AUTOMATIZAREA AERAJULUI MINELOR

Dezvoltarea importantă a industriei extractive, atît pe coordonate intensive prin creşterea capacităţii de producţie a minelor existente, cît şi pe coordonate extensive prin introducerea în circuitul economic a minelor care deschid noi perimetre purtătoare



de substanţe minerale utile implică integrarea continuă a tuturor elementelor de progres tehnic pentru modernizarea şi automatizarea tehnologiilor de care are nevoie această industrie de bază a ţării.

În acest context, dinamica crescătoare accentuată a extracţiei de materii prime imprimă cerinţe similare de modernizare a procesului de aerisire, fundamental legat de existenţa oricărei mine.

Conform prevederilor normelor de securitate, în prezent, la minele grizutoase controlul parametrilor de aeraj — viteza curenţilor de aer şi temperatura aerului în lucrările miniere şi fronturile de lucru — se efectuează lunar sau ori de cîte ori intervin modificări în structura reţelei de lucrări miniere, sau în mărimea degajărilor de gaze.

Acest tip de măsurători se realizează manual pentru un număr mare de puncte de măsurare, în cadrul fiecărei mine.

Măsurătorile de presiune (pierdere de presiune) în reţelele de aeraj fiind extrem de laborioase nu au caracter obligatoriu şi se execută numai în caz de necesitate.

Se face menţiunea că informaţiile referitoare la concentraţiile de metan din subteran se obţin deja automat, prin intermediul centralelor telegrizumetrice.

În scopul perfecţionării actualului sistem de control se impune măsurarea automată a parametrilor de aeraj (viteză, presiune, temperatură), în primul rînd la minele de cărbuni grizutoase şi în continuare şi la minele de minereuri.

Această automatizare va conduce la creşterea securităţii în subteran, atît ca urmare a scurtării periodicităţii de măsurare a parametrilor de aeraj, cît şi datorită posibilităţii de analiză obiectivă a informaţiilor riguroase obţinute simultan din subteran.

Realizarea acestei automatizări, respectiv elaborarea sistemelor de control şi reglare automată a aerajului minelor necesită faze de rezolvare distincte, soluţionabile în mai multe etape.

Prima fază corespunde numai măsurării automate în subteran şi transmiterii la distanţă, centralizat, a informaţiilor privind parametrii de aeraj (viteză, temperatură şi presiune), urmînd ca analiza acestor informaţii în raport cu datele privitoare la concentraţiile de metan şi deciziile de restructurare a circuitelor de aeraj, precum şi acţionarea mijloacelor de reglare a debitelor de aer, să se efectueze manual.

Cea de a doua fază a automatizării aerajului minelor va cuprinde prelucrarea automată a informaţiilor din subteran (parametrii de aeraj şi concentraţiile de metan), respectiv stabilirea soluţiei optime de restructurare a circuitelor de aeraj şi comanda automată, de la distanţă, a dispozitivelor de reglare a debitelor de aer, inclusiv a ventilatoarelor principale şi de aeraj parţial.

În acest scop sînt necesare cercetări pentru proiectarea şi realizarea următoarelor categorii de produse :

— traductoare de măsură şi mijloace de transmitere la distanţă, centralizat, a informaţiilor privind viteza curenţilor de aer, presiunea şi temperatura acestora ;
— dispozitive pentru reglarea automată a debitelor de aer ;
— ventilatoare de aeraj general şi parţial, reglabile în timpul funcţionării ;
— structura algoritmilor de calcul pentru controlul şi conducerea automată a aerajului.

În conformitate cu legile care guvernează curgerea aerului în lucrările miniere, metodele de rezolvare necesare controlului şi conducerii automate a aerajului se referă la următoarele tipuri de probleme :

— modelarea matematică a reţelei de lucrări miniere folosind proprietăţile grafelor conexe orientate ;
— codificarea reţelei pentru crearea fişierelor cu toate informaţiile necesare calculelor ;

— calculul vitezei aerului, depresiunii și rezistenței pe baza numărului minim de valori măsurate automat pentru primii doi parametri;

— verificarea valorilor reale ale parametrilor măsurați, în raport cu valorile admisibile și determinarea corecțiilor care trebuie aplicate în caz de necesitate, funcție de concentrațiile de metan măsurate;

— determinarea tipului de reglare necesar a fi aplicat și a mărimii corecției care trebuie efectuată asupra rezistențelor aerodinamice;

— supravegherea de *tip expert* a procesului de aerisire a minei prin calculul variantelor posibile de aplicat, alegerea soluției optime și motivarea deciziilor.

Pe baza algoritmilor de calcul mai sus prezentați, s-a elaborat structura generală a sistemului automat de control și conducere curentă a aerajului, sistem care urmează a fi pus în funcțiune etapizat, pe măsura realizării mijloacelor de măsurare (traductoare), de transmitere a informațiilor centralizat la distanță, precum și de prelucrare automată a acestor informații (calculatoare).

Schema programului principal de control și conducere automată a aerajului este redată în fig. XXV.98.

Programul principal a fost astfel conceput încît complexitatea conceptului de automatizare a controlului și conducerii curente a aerajului general și parțial să se rezolve treptat, prin integrarea următoarelor sisteme:

— sistem de supraveghere automată a vitezei curenților de aer;
— sistem de supraveghere automată a depresiunii lucrărilor miniere;
— sistem de supraveghere a temperaturii aerului;
— sistem de supraveghere a concentrațiilor de $CH_4$;
— sistem de control al parametrilor funcționali aferenți ventilatoarelor principale;
— sistem *tip expert* de elaborare a variantelor soluțiilor de aerisire, de alegere și argumentare a soluției optime.

## 10. CONTROLUL AERAJULUI

După cum se cunoaște, fundamentarea științifică a soluțiilor care se adoptă pentru ventilarea unei mine reprezintă o condiție obligatorie și de altfel singura care poate determina eficiența sistemului de aeraj proiectat. Pe de altă parte menținerea acestei eficiențe este strîns legată de necesitatea supravegherii și controlului permanent al aerajului în subteran.

În consecință, în ambele cazuri este necesar să se cunoască atît caracteristicile reale ale curenților de aer (debit, presiune, temperatură, concentrații de gaze etc.) cît și modificările care intervin în configurația rețelei de lucrări miniere, precum și la instalațiile de ventilație, în scopul adaptării continue a aerajului la noile situații de exploatare sau în scopul remedierii unei deficiențe temporare.

Aceste cerințe au la bază stabilirea, prin măsurători în subteran, a următoarelor elemente:

— caracteristicile aerodinamice specifice fiecărei ramificații din componența rețelei de aeraj (debit, rezistență);
— caracteristicile ventilatoarelor.

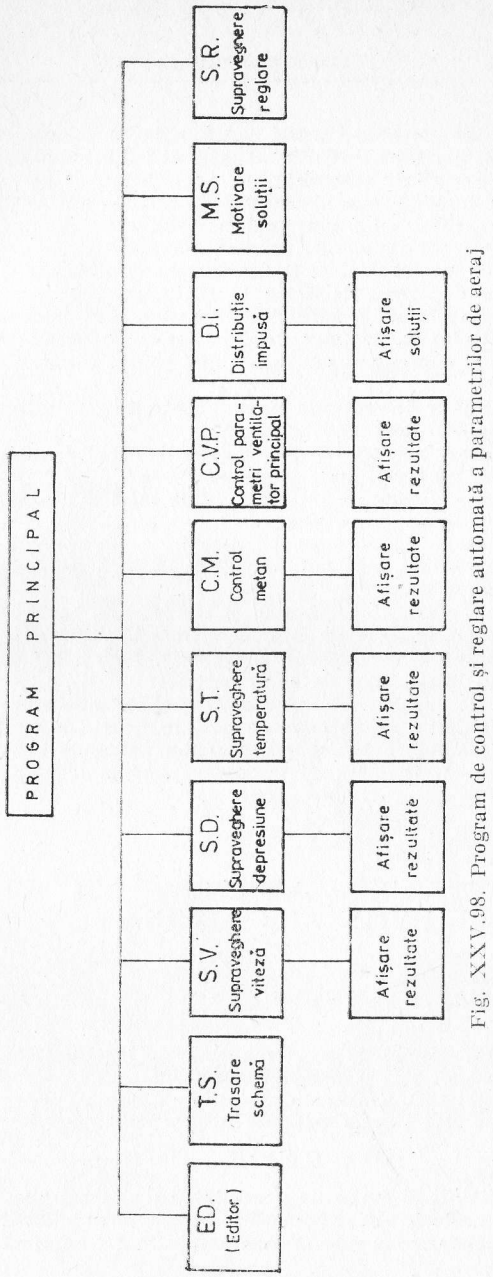



Fig. XXV.98. Program de control și reglare automată a parametrilor de aeraj

Debitele de aer specifice fiecărei ramificații din componența rețelei reprezintă mărimile care evidențiază caracterul cantitativ și calitativ al atmosferei subterane și implicit gradul de securitate și confort.

Rezistențele aerodinamice aferente ramificațiilor rețelei determină atît capacitatea de transport a aerului, cît și consumul energetic realizat pentru vehicularea acestuia.

Caracteristicile ventilatoarelor evidențiază capacitatea de aerisire instalată în raport cu rețeaua de lucrări miniere la care aceste ventilatoare sînt racordate.

Dacă pentru evaluarea debitelor de aer, tehnica utilizată implică măsurarea vitezei aerului și a secțiunii lucrărilor miniere numai în anumite puncte ale rețelei de aeraj, pentru calculul rezistențelor aerodinamice este necesară determinarea simultană a debitelor de aer și a presiunii sau depresiunii pentru fiecare ramificație din componența rețelei.

Conform Normelor de Protecția Muncii, controlul cantitativ și calitativ al aerului se efectuează periodic, după cum urmează:

a) pentru toate minele trimestrial, cu excepția minelor grizutoase de categoria IV, la care acest control se face lunar, determinîndu-se:

— debitul de aer total de intrare și ieșire în și din mină, inclusiv debitele de aer aferente ventilatoarelor principale;

— debitele de aer la intrarea și ieșirea în și din sectoare, blocuri, orizonturi;

— debitele de aer realizate în fronturile de lucru, aerisite sub depresiunea ventilatoarelor principale;

— compoziția gazelor, umiditatea și temperatura aerului simultan cu măsurătorile de debite de aer, cu excepția celor de intrare în subteran;

b) pentru toate minele controlul se efectuează lunar, la toate fronturile de lucru aerisite cu ajutorul instalațiilor de aeraj parțial;

c) pentru toate minele controlul cantitativ și calitativ se va efectua ori de cîte ori apar modificări în regimul degajărilor de gaze, în regimul de aeraj, precum și în structura lucrărilor miniere, pînă la restabilirea regimului normal de aeraj.

Valorile parametrilor măsurați se consemnează în registrele tipizate, existente în cadrul compartimentelor de specialitate.

## 10.1. CONTROLUL DEBITELOR ȘI VITEZELOR DE CIRCULAȚIE ALE AERULUI

### 10.1.1. MĂSURĂTORI MANUALE

Măsurătorile de debite de aer, după cum s-a menționat, se efectuează în galerii, în coloanele de aeraj parțial și la instalațiile principale de ventilație. În fiecare caz tehnica cu cea mai largă utilizare constă din măsurarea pe de o parte a vitezelor aerului, $v$, iar pe de altă parte a secțiunii de curgere $S$.

$$Q = v \cdot S \qquad [m^3/s] \qquad (10.1)$$

**Măsurarea vitezei de circulație a aerului, cu ajutorul anemometrelor.** Principiul de funcționare a anemometrelor se bazează pe înregistrarea influenței mecanice a aerului în mișcare asupra paletelor sau cupelor acestora, cărora le imprimă o mișcare de rotație.

$$v = a + bn \qquad (10.2)$$



unde: $n$ reprezintă frecvența de rotație a paletelor anemometrului; $a$ și $b$ — coeficienții numerici caracteristici pentru fiecare tip de anemometru.

Fiecare anemometru este prevăzut cu o *diagramă de etalonare* (fig. XXV.99). Pe ordonată este redată turația paletelor anemometrelor în unitatea de timp (secunde), iar pe abscisă viteza de circulație a aerului, m/s.

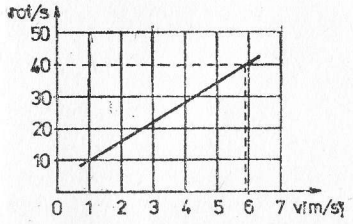



Fig. XXV.99. Diagrama de etalonare a anemometrelor.

În timpul măsurătorii, anemometrul trebuie ținut astfel, încît curentul de aer să fie perpendicular pe suprafața de rotire a paletelor.

În practică, cea mai largă aplicare o au anemometrele cu palete tip ACO-3 și anemometrele cu cupe tip MC-13, de construcție sovietică. Cu ajutorul anemometrelor de tip ACO-3 (fig. XXV.100, *a*) și MC-13 (fig. XXV.100, *b*) se pot măsura viteze de circulație ale aerului cuprinse între 0,15...5 m/s și respectiv 1,5...20 m/s.

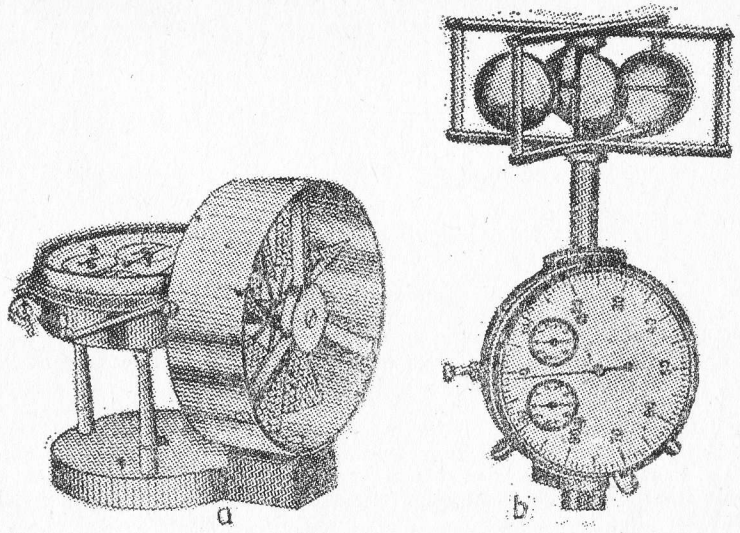



Fig. XXV.100. Anemometre.

Distribuția acestor viteze de circulație a aerului în lucrările miniere depinde, în principal, de regimul de curgere, de oscilațiile debitului de aer, de forma și mărimea secțiunii lucrărilor miniere, precum și de tipul de susținere.

În toate lucrările miniere, viteza aerul fiind mai mare de 0,013 m/s și cifra Reynolds avînd valori superioare lui Re = 2500, regimul de curgere al aerului este turbulent, cu excepția zonelor din apropierea pereților lucrărilor miniere, unde acest regim este predominant laminar.

Debitele de aer vehiculate în lucrările miniere nu sînt constante și variază atît ca mărime, cît și ca durată de timp.

Abaterile de la valoarea medie a debitelor de aer pot fi clasificate convențial în patru categorii de oscilații și anume:

a) categoria micropulsațiilor (fig. XXV.101, *a*) care cuprinde abaterile neînsemnate, cu durate extrem de reduse (zeci de secunde);

b) categoria macropulsațiilor (fig. XXV.101, *b*) cu abateri ale debitelor de aer de pînă la 10—15% din valoarea medie și cu durată de cîteva minute (3—10 min);

c) categoria oscilațiilor mici (fig. XXV.101, *c*), cu modificări ale debitelor de aer, ale căror amplitudini depășesc 15% din valoarea medie, iar durata de acțiune este mai mare de 15 min;

d) categoria oscilațiilor mari (fig. XXV.101, *d*), care conduc la inversarea sensului de curgere a aerului.

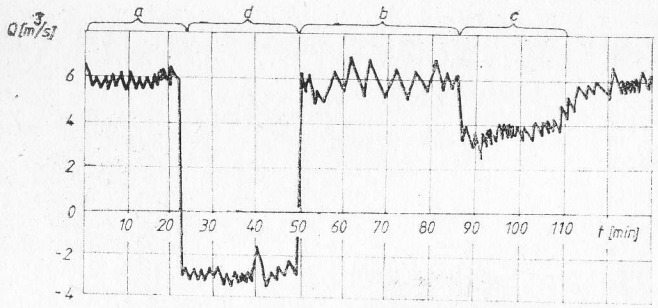



Fig. XXV.101. Oscilațiile debitelor de aer în subteran.

Atît micropulsațiile, cît și macropulsațiile, de regulă, caracterizează regimul turbulent constant de curgere a aerului și nu exercită o influență negativă asupra procesului de aerisire. Aceste micro și macropulsații constituie oscilațiile normale ciclice ale debitelor de aer determinate de tehnologia de lucru din subteran și sînt compensate prin, majorarea, încă din faza de proiectare, a debitelor de aer necesare, conform normelor cu 15%.

Oscilațiile din categoriile *c* și *d*, caracteristice curgerii turbulente neregulate constituie perturbații în aeraj deoarece favorizează apariția fenomenelor gazodinamice, tranzitorii și în consecință reclamă măsuri speciale de stabilizare a debitelor de aer.

Toate tipurile de oscilații imprimă vitezelor de circulație a aerului un caracter pulsatoriu.

Particularitățile specifice diferitelor tipuri de profile de viteze sînt amplificate într-o oarecare măsură și de forma, mărimea și tipul susținerii aferente lucrărilor miniere.



Astfel, asperitățile pereților determină poziția zonei cu viteze maxime, deplasînd această zonă spre părțile laterale ale lucrărilor miniere, cu asperități mai reduse (spre exemplu, spre vatră). Pentru lucrările miniere cu forme complexe (necirculare), caracteristica principală o constituie prezența curenților turbionari, inegali pe diferitele direcții.

La determinarea distribuției vitezelor și respectiv la stabilirea vitezei medii de circulație a aerului, în secțiunea transversală a unei lucrări miniere, metodele de măsurare pot introduce grade diferite de erori. Din acest motiv se recomandă următoarele tipuri de metode de măsurare a debitului de aer, cu ajutorul anemometrelor.

— metode care implică măsurători punctiforme, cu împărțirea secțiunii transversale în mai multe secțiuni cu dimensiuni reduse (metodele *I*, *II*, *III* din fig. XXV.102);

— metoda de măsurare prin traversarea completă a secțiunii (metoda *IV*, fig. XXV.102).

În cazul metodei *I*, cu nouă puncte de măsurare, viteza medie se determină din media ponderată a vitezelor punctiforme:

$$v_m = \frac{1}{S} \sum_{i=1}^{i=9} v_i s_i, \tag{10.3}$$

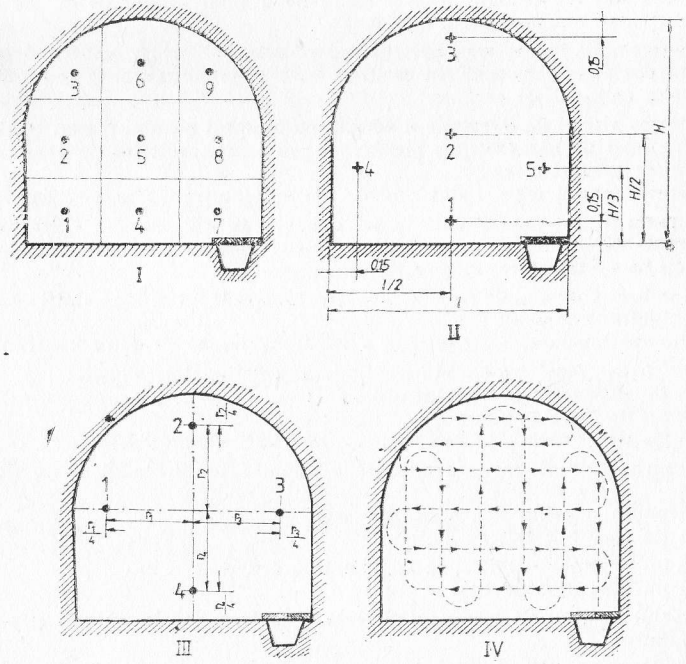



Fig. XXV.102. Metode de măsurare a vitezei medii de circulație a aerului.

unde : $v_i$, $s_i$ reprezintă vitezele și suprafețele din cele nouă secțiuni de măsurare ; $S$ — suprafața totală a lucrării.

La metodele a *II*-a și a *III*-a viteza medie se obține din media aritmetică a vitezelor punctiforme ($v_i$).

$$v_m = \frac{\Sigma v_i}{n} \tag{10.4}$$

În cazul metodei a *IV*-a, viteza medie a aerului se obține direct dintr-o traversare continuă cu anemometrul a secțiunii lucrării miniere.

În cazul coloanelor de aeraj profilul vitezei fiind în întregime dezvoltat turbulent, raportul dintre viteza medie și viteza centrală (maximă) este constant și anume :

$$\frac{v_{medie}}{v_{max}} = 0{,}83 \tag{10.5}$$

Creșterea sau descreșterea vitezei medii de ordinul zecilor de ori nu modifică raportul menționat cu mai mult de 5%.

În consecință, cunoașterea acestui raport este suficientă pentru determinarea vitezei medii din viteza maximă, în cazul în care se poate executa măsurătoarea pe axa centrală a coloanei de aeraj.

**Măsurarea vitezei de circulație a aerului cu ajutorul gazului trasor.** Pentru evaluarea debitelor mici de aer specifice pierderilor sau scurtcircuitelor de aer,se utilizează frecvent *tehnica gazului trasor*.

În cadrul acestei tehnici sînt posibile de aplicat trei metode și anume :

— integrarea într-un curent de aer a unei cantități de gaz trasor cunoscută și apoi calculul debitului de aer pe baza evoluției gazului trasor într-o zonă situată în aval de stația de injectare, în direcția de curgere ;

— stabilirea timpului de circulație al gazului trasor între două stații de măsurare în cazul secțiunilor cunoscute ;

— diluarea, cu injectare continuă a unui gaz trasor cu debit constant.

Un *gaz trasor ideal* trebuie să îndeplinească următoarele condiții :

— să fie detectabil în concentrații mici ;
— să nu fie toxic în concentrații mari ;
— să fie stabil chimic în condițiile de microclimat din subteran ;
— să nu se găsească în stare naturală în mediul înconjurător și să nu fie adsorbit de acesta ;
— să poată fi utilizat în stare gazoasă ;
— să fie ușor miscibil cu aerul ;
— să nu fie combustibil și să nu întrețină arderea ;
— să nu aibă descendenți ;
— nivelul de radiații care poate afecta organismul să fie minim și obligatoriu sub limita admisă.

Gazele trasoare utilizate pînă în prezent, cu cele mai bune rezultate în studiul proceselor de ventilare a minelor, sînt : hexaflourura de sulf ($SF_6$), Krypton 85, Argon 37 și Xenon 133.



Indiferent de metoda de măsurare adoptată și independent de tipul gazului trasor, tehnica de măsurare comportă trei faze principale :

— emisia gazului trasor ;
— prelevarea probelor ;
— analiza probelor.

Toate trei fazele necesită aparatură specială, fie că analizele se efectuează în laborator sau în subteran.

Valoarea debitelor se calculează cu ajutorul relației :

$$Q_{gaz} = Q_{aer} \int c \cdot dt \tag{10.6}$$

în care : $Q_{gaz}$ reprezintă debitul gazului trasor utilizat ; $c$ — concentrația gazului trasor determinată din analizele probelor prelevate la un anumit timp, $t$.

Integrarea relației 10.6 se realizează prin multiplicarea concentrației medii, $c_m$, cu timpul total, $T$, în care s-au determinat cantități măsurabile de gaz trasor, obținîndu-se :

$$Q_{gaz} = m \cdot T \cdot Q_{aer} \tag{10.7}$$

**Măsurarea vitezei de circulație a aerului cu ajutorul tubului Pitot, racordat la un manometru.** Tubul Pitot reprezintă un dispozitiv (fig. XXV.103) care servește la transmiterea căderii de presiune la depresiometrele sau micromanometrele care măsoară presiunea totală, $h_t$, a unui fluid a cărui viteză este $v$ și presiunea statică este $h_s$.

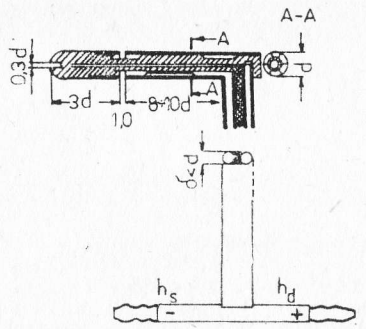



Fig. XXV.103. Tubul Pitot.

Prin branșarea depresiometrului sau micromanometrului între prizele de presiune totală și statică ale tubului Pitot, se obține presiunea dinamică $h_d$.

Viteza medie de circulație a aerului se determină cu ajutorul relației :

$$v = \sqrt{\frac{2h_{dm}}{\rho}} \tag{10.8}$$

în care : $h_{dm}$ reprezintă presiunea dinamică medie ; $\rho$ — densitatea aerului, kg/m$^3$.

Presiunea dinamică medie se determină cu relația :

$$h_{dm} = \left( \frac{\sqrt{h_{d1}} + \sqrt{h_{d2}} + \ldots + \sqrt{h_{dn}}}{n} \right)^2 \qquad (10.9)$$

în care : $h_{d1}$, $h_{d2} \ldots h_{dn}$ reprezintă presiunile dinamice măsurate în punctele anume selectate ale secțiunii, Pa ; $n$ — numărul punctelor de măsurare (în practică se admit 3—5 puncte).

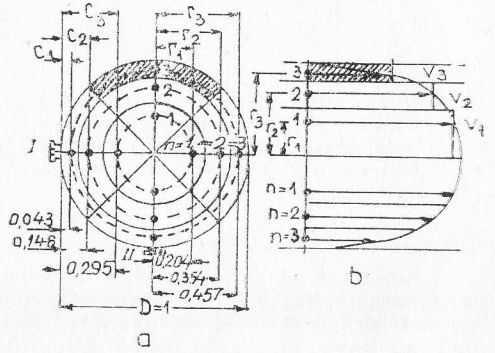



Fig. XXV.104. Schema de amplasare a punctelor de măsurare a presiunii dinamice din coloanele de aeraj : *a* — conducte circulare ; *b* — cîmpul vitezelor de circulație a aerului.

Punctele de măsurare trebuiesc amplasate pe două diametre perpendiculare (fig. XXV.104) și distanțate între ele conform valorilor rezultate din relația :

$$r_n = R \sqrt{\frac{2n-1}{2m}} \qquad (10.10)$$

în care : $R$ este raza coloanei de aeraj, m ; $n$ — numărul punctelor de măsurare, începînd de la centrul coloanei ; $m$ — numărul suprafețelor circulare în care se împarte coloana de aeraj.

Densitatea aerului, $\rho$, se calculează la condițiile standard ($P = 101\,367$ Pa și $t = 20$°C) cu relația :

$$\rho = 0{,}0034686 \frac{P}{T}, \qquad [\text{kg/m}^3] \qquad (10.11)$$

în care : $P$ este presiunea aerului, Pa ; $T$ — temperatura aerului, °K.

**Măsurarea vitezei de circulație a aerului cu ajutorul diafragmei sau tubului Venturi.** La trecerea curentului de aer prin *diafragme* sau *tuburi Venturi* (fig. XXV.105) o parte din energia sa potențială se transformă în energie cinetică care provoacă creșterea vitezei medii de circulație și implicit reducerea presiunii statice.

Prin măsurarea căderii de presiune statică cu ajutorul unui micromanometru, se poate obține viteza medie de circulație a aerului, utilizînd relația :

$$v = K \sqrt{\Delta h_s} \qquad (10.12)$$



în care : $\Delta h_s$ este căderea de presiune statică, (Pa), măsurată conform schemei din fig. XXV.105 ; $K$ — coeficient de etalonare al diafragmei sau tubului Venturi.

Pentru tubul Venturi redat în fig. XXV.105, *b*, coeficientul $K$ poate fi determinat cu relația :

$$K = \frac{1}{\sqrt{\frac{\rho}{2}\left(\frac{D^4}{d^4} - 1\right)}}. \qquad (10.13)$$

în care : $\rho$ este densitatea aerului, kg/m³ ; $D$ și $d$ sînt diametrele tubului Venturi, m.

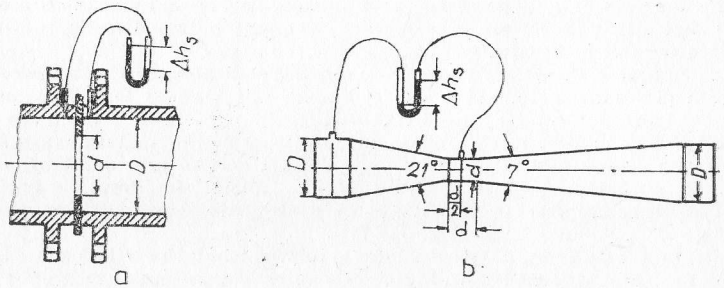



Fig. XXV.105. Schema de măsurare a căderii de presiune statică : *a* — diagramă ; *b* — tub Venturi.

## 10.1.2. MĂSURĂTORI AUTOMATE

Trecerea de la măsurătorile manuale ale vitezelor medii ale aerului în secțiunile transversale ale lucrărilor miniere, la vitezele punctiforme specifice măsurătorilor automate cu ajutorul traductoarelor staționare, impune stabilirea cerințelor care să asigure corespondența între cele două tipuri de măsurători, la același grad de precizie.

Aceste cerințe se referă la :

— cunoașterea distribuției vitezei curenților de aer pe tipuri de secțiuni și susțineri ale lucrărilor miniere ;

— determinarea locului de amplasare rațională a traductoarelor de măsurare a vitezei curenților de aer și a factorului de poziție specific pentru obținerea vitezei medii.

Profilul vitezelor de circulație a aerului caracteristic lucrărilor miniere depinde atît de regimul de curgere a aerului cît și de o serie de factori cum sînt : oscilațiile debitului de aer, rezistențele locale și frontale (coturi, îngustări, obstacole), forma, mărimea și tipul susținerii lucrărilor miniere.

Ca rezultat al acestor influențe, profilul de viteză din fiecare lucrare minieră are particularitățile sale, însă toate profilele prezintă anumite caracteristici comune.

Cercetările efectuate la minele din Valea Jiului au evidențiat însă că profilele vitezelor de circulație ale aerului, în marea majoritate a cazurilor, sînt de tip parabolic, asimetrice, cu dezvoltare fie în partea superioară (cazul lucrărilor miniere din interiorul rețelei de aeraj), fie în jumătatea inferioară a secțiunilor transversale (cazul lucrărilor

miniere orizontale de intrare a aerului în subteran), iar raportul dintre viteza medie și viteza maximă de circulație a aerului oscilează în limite largi, și anume 0,65—0,93.

În aceste condiții, pentru determinarea vitezei medii de circulație a aerului, este necesar să se măsoare viteza $v_x$ într-un punct care definește profilul acesteia și apoi valoarea obținută să fie multiplicată cu un factor de poziție ($F_P$), conform relației:

$$v_{medie} = F_P \cdot v_x \qquad (10.14)$$

În fig. XXV.106 este redată variația factorului de poziție $F_P$, funcție de raportul $x/a$ ($x$ — punctul de măsurare; $a$ — raza lucrării miniere) pentru patru profile ideale (pătrat, circular, parabolic și zimțat) ale vitezelor de circulație a aerului.

Din acest grafic, rezultă că există un raport $x/a \approx 0{,}6$, pentru care factorul de poziție $F_P$ are valoare 1. În acest caz, prin plasarea traductorului de măsurare a vitezei într-un punct situat la 2/3 din raza lucrării, se poate obține direct viteza medie de circulație a aerului în această lucrare.

Pentru profilele reale ale vitezelor de circulație ale aerului, viteza medie se poate obține prin măsurarea automată a vitezei într-un punct situat în treimea superioară a secțiunilor lucrărilor miniere, la $h/6$ față de tavanul acestora ($h$ — înălțimea lucrării).

În lucrările miniere în care nu se execută transport de materiale sau substanță utilă, se poate egaliza profilul vitezei de circulație a aerului prin montarea unei plase de sîrmă (*1*) cu ochiuri pătrate și latura de 2—3 mm. Traductorul de măsurare (*2*) a vitezei medii se amplasează la distanța de 6—8 m de plasă și la distanță de cca. 0,25 m față de tavanul lucrării (fig. XXV.107).

Într-o rețea de aeraj, numărul minim al lucrărilor miniere aflate sub depresiunea instalațiilor principale de ventilație, în care este necesară măsurarea automată a vitezelor curenților de aer (dotarea acestora cu traductoare de măsură), este dat de numărul contururilor independente:

$$r = m - n + 1 \qquad (10.15)$$

unde: $m$ este numărul ramificațiilor din rețea; $n$ — numărul nodurilor.

## 10.2. PRESIUNEA AERULUI ȘI RIDICAREA DEPRESIOMETRICĂ A MINEI

### 10.2.1. PRESIUNEA AERULUI

În subteran, presiunea aerului reprezintă parametrul definitoriu pentru analiza și soluționarea problemelor de aeraj, ca urmare a efectului direct pe care îl exercită asupra circulației aerului în rețeaua de lucrări miniere, precum și asupra regimului de migrare a gazelor.

În tehnica ventilației, presiunea se exprimă prin $P$ — presiune absolută și $h$ — diferența între presiunea absolută $P$ din punctul examinat și presiunea atmosferică $P_{atm}$.

$$\pm h = P - P_{atm} \qquad (10.16)$$

Semnul $\pm$ arată că diferența de presiune, $h$, poate fi pozitivă cînd $P > P_{atm}$ și negativă cînd $P < P_{atm}$.



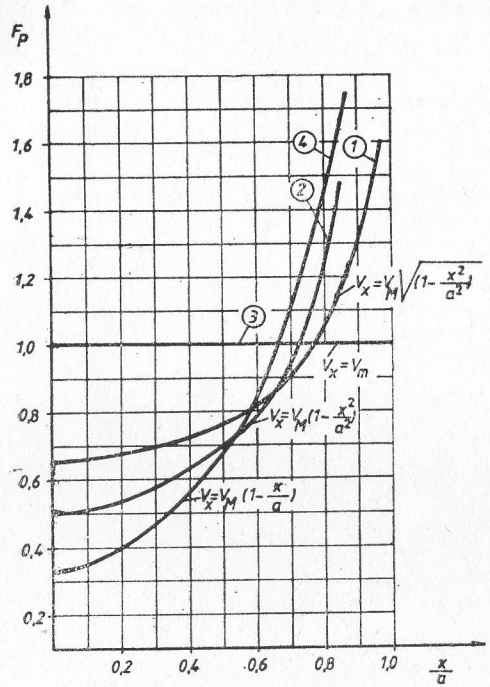



Fig. XXV.106. Variația factorului de poziție $F_P$ față de raportul $x/a$.

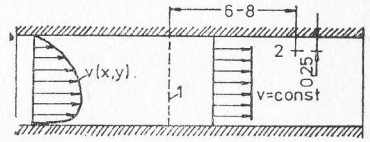



Fig. XXV.107. Schema de măsurare a vitezei de circulație a aerului prin egalizarea cîmpului de viteze.

În general, în coloanele de aeraj (fig. XXV.108) acționează:

$h_s$ — presiunea statică (Pa), care exprimă energia internă a unui m³ aer și acționează în toate direcțiile;

$h_d$ — presiunea dinamică (Pa), care exprimă energia cinetică a unui m³ aer și acționează numai în direcția vitezei;

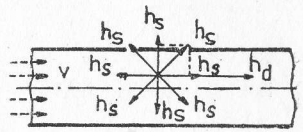



Fig. XXV.108. Schema de acțiune a presiunii în coloanele de aeraj.

$h_t$ — presiunea totală (Pa), care exprimă energia totală a unui $m^3$ aer.

$$\pm h_t = \pm h_s + h_d \qquad (10.17)$$

Unităţile de măsură utilizate pentru presiune sînt redate în tabelul XXV.30

**Aparate utilizate pentru măsurarea presiunii.** Aparatele utilizate în mod frecvent pentru măsurarea presiunii aerului se împart în două grupe principale : *aparate care măsoară presiunea absolută* şi *aparate care măsoară diferenţa de presiune.*

Principiul de funcţionare al aparatelor din prima grupă se bazează pe variaţia volumului de aer (aflat închis ermetic în corpul aparatelor) sub acţiunea majorării sau micşorării presiunii, variaţie transmisă mecanic sau optic la un ac indicator (sau înregistrator).

Dintre aparatele aparţinînd acestei grupe se menţionează : *barometrele aneroide* (fig. XXV.109), *baroluxul* (fig. XXV.110) şi *barografele.*

Pentru etalonarea aparatelor din această grupă se utilizează *hipsometrul* (fig. XXV.111) al cărui principiu de funcţionare se bazează pe dependenţa dintre presiunea de saturaţie şi presiunea aerului.

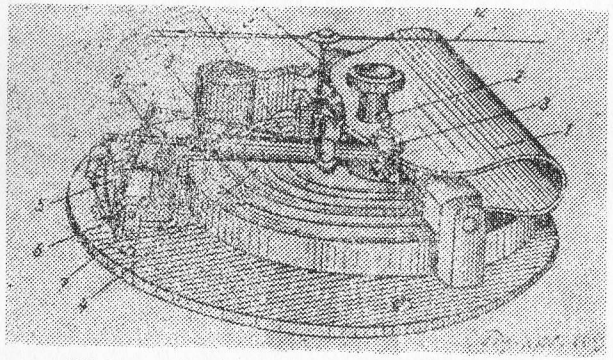


Fig. XXV.109. Schema de construcţie a barometrului aneroid : *1* — diafragmă ; *2* — pîrghie ; *3* şi *5* — tije ; *4* — capacul cutiei aneroide ; *6* şi *8* — pîrghii cotite ; *7* — suport ; *9* — lanţ ; *10* — ramă ; *11* — ax ; *12* — indicator.

Dintre aparatele clasate în cea de a doua grupă, destinate pentru determinarea diferenţelor de presiune, se menţionează : *depresiometrele simple în formă de U* (fig. XXV.112), *micromanometrele cu braţ înclinat* (fig. XXV.113) şi *minimetrele ASKANIA* (fig. XXV.114).

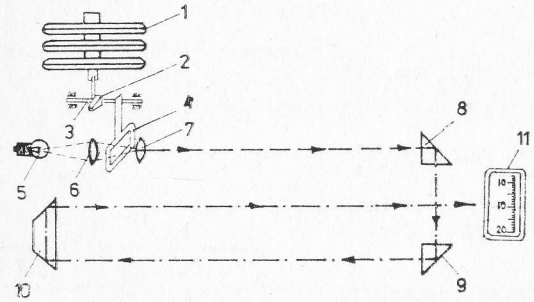



Fig. XXV.110. Schema de principiu a baroluxului : *1* — set de cutii aneroide ; *2* — pîrghie ; *3* — ax ; *4* — scală de măsurare ; *5* — bec ; *6, 7, 8, 9, 10* — lentile ; *11* — ecran de citire.



*Tabelul XXV.30*

**Corelaţia între unităţile de măsurare a presiunii**

| Unitatea | $Pa = \frac{1N}{m^2}$ | Bar | Atmosferă tehnică [kgf/cm²] | Atmosferă fizică | mm $H_2O$ la 4°C | mm Hg la 0°C | m $H_2O$ la 4°C |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $Pa = \frac{1N}{m^2}$ | 1 | $10^{-5}$ | $1{,}020 \cdot 10^{-5}$ | $9{,}869 \cdot 10^{-6}$ | 0,102 | $7{,}50 \cdot 10^{-3}$ | $1{,}020 \cdot 10^{-4}$ |
| Bar | $10^5$ | 1,000 | 1,020 | 0,917 | 10197 | 750,56 | 10,197 |
| Atmosferă tehnică, kgf/cm² | $9{,}806 \cdot 10^4$ | 0,981 | 1,000 | 0,968 | $10^4$ | 735,56 | 10,000 |
| Atmosferă fizică | $1{,}013 \cdot 10^5$ | 1,013 | 1,033 | 1,000 | 10333 | 760,00 | 10,333 |
| mm $H_2O$ la 4° | 9,806 | $0{,}911 \cdot 10^{-6}$ | $10^{-5}$ | $0{,}968 \cdot 10^{-6}$ | 1,000 | $7{,}35 \cdot 10^{-2}$ | $10^{-3}$ |
| mm Hg la 0°C | $1{,}333 \cdot 10^2$ | $1{,}333 \cdot 10^{-3}$ | $1{,}359 \cdot 10^{-4}$ | $0{,}132 \cdot 10^{-4}$ | 13,595 | 1,00 | $1{,}359 \cdot 10^{-2}$ |
| m $H_2O$ la 4°C | $9{,}806 \cdot 10^3$ | $0{,}981 \cdot 10^{-3}$ | 0,100 | $0{,}968 \cdot 10^{-3}$ | $10^3$ | 73,56 | 1,000 |

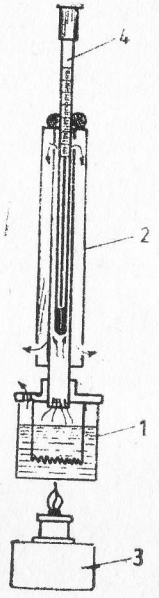



Fig. XXV.111. Hipsometru : *1* — vas cu apă; *2* — manta metalică; *3* — lampă de spirt; *4* — termometru.

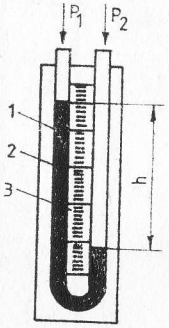



Fig. XXV.112. Depresiometru simplu în formă de U : *1* — suport de lemn; *2* — tub de sticlă; *3* — scară gradată.

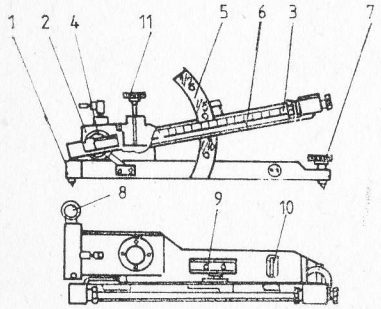



Fig. XXV.113. Micromanometru cu braț înclinat : *1* — placă; *2* — rezervor lichid; *3* — tub gradat milimetric; *4* — ajutaj; *5* — suport cu orificii pentru fixarea tubului; *6* — suportul tubului de măsurare; *7* — șurub de orizontalizare;

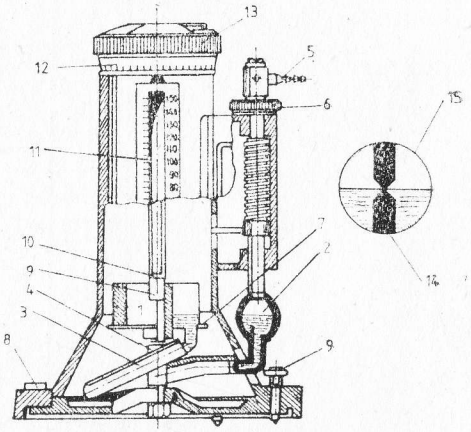



Fig. XXV.114. Minimetru Askania : *1* și *2* — rezervoare; *3* — furtun de cauciuc; *4* — tambur; *5* și *7* — ștuțuri; *6* — șurub micrometric; *8* — nivelă; *9* — șurub de calcare; *10* — reper; *11* și *12* — scări gradate; *13* — șurub micrometric; *14* — con; *15* — oglindă.



**Recomandări privind utilizarea aparaturii de măsurare a presiunii.** La controlul presiunii sau depresiunii pe traseele curenților de aeraj, indiferent de aparatura utilizată trebuie îndeplinite următoarele condiții :

— măsurătorile se efectuează obligatoriu în zilele de repaus, pentru a se evita erorile accidentale cauzate de deschiderea ușilor de aeraj, circulația utilajelor de transport, oprirea unor ventilatoare auxiliare etc. ;

— să se cunoască cotele geodezice din stațiile de măsurare, iar diferența de presiune între stațiile învecinate să fie mai mare de 100—150 Pa ;

— aparatura de măsurare să fie introdusă în mină cu cel puțin 24 ore înainte de începerea măsurătorilor ;

— personalul trebuie să fie calificat și suficient, pentru ca măsurătorile să se efectueze într-o singură zi, în întreaga mină.

*Utilizarea barometrelor.* Înainte de fiecare campanie de măsurători, este necesară reglarea și verificarea modului de funcționare a barometrelor cu ajutorul hipsometrului sau a aparatelor etalon.

Măsurătorile efectuate în subteran trebuie să fie dublate de citirile presiunii barometrice la suprafață, în scopul calculării corecțiilor de variație a presiunii atmosferice.

Citirile trebuie efectuate numai după 15 min de la aducerea barometrului în stația de măsurare, pentru eliminarea inerției aparatului.

Barometrele, care se utilizează la măsurători, trebuie să aibă certificatele de livrare în care sînt redate corecțiile necesare de aplicat.

*Utilizarea hipsometrului.* Citirile se efectuează cînd vaporii ies în mod constant prin orificiile din partea inferioară a aparatului, și cînd coloana de mercur a termometrului indică o poziție fixă cel puțin două minute. Pentru citirea corectă, se recomandă utilizarea unei lupe, prinse de termometru.

*Utilizarea depresiometrului.* Pentru măsurarea diferenței de presiune, cele două capete libere ale depresiometrului se pun în legătură cu stațiile între care trebuie să se determine căderea de presiune. Lichidul manometric (de regulă apă) se va urca în brațul cuplat cu stația unde presiunea este mai mică și se va cobori în celălalt braț, iar diferența nivelelor de lichid va fi numeric egală cu căderea de presiune exprimată în Pascali.

Pentru a elimina influența capilarității, diametrul interior al tubului U trebuie să aibă valori cuprinse între 5—8 mm.

*Utilizarea micromanometrului cu braț înclinat.* Operațiile pe care le comportă o măsurătoare cu ajutorul micromanometrului cu braț înclinat sînt :

— se așază aparatul în poziția orizontală ;

— se ridică brațul înclinat în poziție maximă ;

— se pune rezervorul aparatului în legătură cu atmosfera ;

— se umple rezervorul cu lichidul manometric, pînă cînd nivelul acestuia în brațul înclinat se apropie de gradația zero a tubului de măsurare ;

— se înclină brațul mobil la unghiul dorit ;

— se cuplează stațiile de măsurare.

Valoarea căderii de presiune dintre stațiile de măsurare se determină cu relația :

$$h = \rho L \sin \alpha \qquad (10.18)$$

în care : $\rho$ este densitatea lichidului manometric (pentru apă $\rho = 1{,}0$ kg/m$^3$, iar pentru alcool $\rho = 0{,}8$ kg/m$^3$) ; $L$ — lungimea coloanei de lichid din tub, față de raportul zero ; $\alpha$ — unghiul de înclinare a brațului înclinat.

La aparatele care se construiesc în prezent, valoarea $K = \rho \sin \alpha$ este indicată pentru fiecare orificiu al sectorului circular *5* (fig. XXV.113). Din acest motiv, se recomandă să se utilizeze lichidul manometric indicat de firma constructoare a aparatului.

*Utilizarea minimetrului Askania.* Aducerea aparatului în poziția zero, comportă următoarele operații :

— se așază aparatul în poziție orizontală cu ajutorul șuruburilor de calare *9* și a nivelei *8* (v. fig. XXV.114) ;

— reperul *10*, care indică deplasarea rezervorului *1*, se aduce în dreptul reperului zero al scării gradate ;

— cu ajutorul șurubului micrometric *13* se reglează nivelul apei din rezervorul *2* pînă cînd suprafața liberă a apei devine tangentă la vîrful *14* (se consideră că suprafața lichidului este tangentă la vîrful *14*, cînd în oglinda *15*, vîrful și imaginea lui răsturnată apar cap la cap.)

Pentru a cunoaște diferența de presiune între punctele de măsurare, se coboară vasul *1* pînă cînd în oglinda de observație, cele două imagini ale indicatorului *14* (reală și răsturnată) se ating din nou una de alta. În acest moment se face citirea pe scara *11* și vernierul *12*.

## 10.2.2. RIDICAREA DEPRESIOMETRICĂ A MINEI

Prin ridicarea depresiometrică se urmărește, după cum s-a menționat, stabilirea modului de repartiție a presiunii sau depresiunii totale a minei, pe traseele curenților de aeraj și prin lucrările miniere care compun aceste trasee.

În principal, ridicările depresiometrice se execută în scopul obținerii distribuției rezistențelor aerodinamice în rețeaua de lucrări miniere subterane.

Pe baza acestei distribuții se adoptă măsurile corespunzătoare pentru proiectarea curentă și de perspectivă a aerajului sau pentru corectarea situațiilor care conduc la deficiențe în aeraj.

Ridicările depresiometrice oferă datele inițiale pentru rezolvarea rețelelor de aeraj cu ajutorul calculatorului, respectiv pentru controlul și reglarea automată a parametrilor de aeraj.

Aceste ridicări depresiometrice pot fi *totale* (întreaga mină) și *parțiale* (sectoare, blocuri, abataje).

Funcție de tehnica utilizată, ridicările depresiometrice pot fi *de detaliu* (se includ toate ramificațiile și nodurile unei anumite zone), *simplificate* (se elimină anumite lucrări sau se utilizează aparate de precizie redusă), sau *combinate*.

Pentru determinarea căderilor de presiune din rețeaua de aeraj a unei mine se pot aplica *metode directe* și *indirecte*.

*Metodele directe.* În cadrul acestora, măsurarea pierderii de presiune, $h$, se efectuează cu ajutorul *micromanometrelor* sau *minimetrelor* racordate la stațiile de măsurare prin intermediul furtunurilor de cauciuc.

Avantajele acestor metode constau din :

— citirea directă a pierderii de presiune dintre stațiile de măsurare ;

— prelucrarea simplă a datelor obținute din măsurători ;

— detectarea cu ușurință a erorilor de măsurare.

Dezavantajele metodei sînt importante și constau din următoarele :

— necesită timp îndelungat pentru rețelele de extindere mare, ca urmare a distanțelor mici (cca. 100 m) dintre stațiile de măsurare. Majorarea distanței dintre stațiile de măsurare, în afara transportului și derulării dificile a furtunului, poate adăuga erori ca urmare a timpului de răspuns mai mare, la schimbările de presiune ;

— cumulează erorile de pe parcursul măsurătorilor ;

— necesită corecții pentru lucrările miniere verticale (puțuri), ca urmare a diferențelor de densitate a aerului din interiorul furtunului și din puț.



*Metodele indirecte*, numite astfel datorită faptului că se măsoară, cu ajutorul barometrelor, presiunile absolute și după aplicarea corecțiilor se calculează pierderile de presiune ($h_i$).

În principiu, în cadrul metodelor indirecte măsurătorile de presiune absolută se pot efectua succesiv în cîte două stații, sau consecutiv în fiecare stație, în raport cu măsurătorile de presiune absolută ce se realizează într-o stație fixă de referință.

Metodele indirecte sau metodele barometrice pot fi grupate în trei variante și anume :

— metoda debitului de aer variabil (debit de aer inițial-debit de aer redus) ;

— metoda densității ;

— metoda energiei.

**Metoda debitului de aer variabil.** Necesită măsurarea presiunii absolute succesiv în cîte două stații de măsurare în condițiile a două regimuri de aeraj, și anume, pentru debitele de aer inițiale vehiculate în rețea și respectiv pentru debite de aer reduse. Reducerea debitelor de aer se obține prin modificarea regimurilor de funcționare aferente ventilatoarelor principale.

În cazul a două regimuri de aeraj, diferența între presiunile absolute măsurate într-un punct este egală cu diferența dintre pierderile de presiune pînă în acel punct, adică :

$$\Delta h = P_i - P_r = h_i - h_r \tag{10.19}$$

Deoarece pierderea de presiune este proporțională cu pătratul debitului de aer, se poate scrie :

$$h_r = h_i \left(\frac{Q_r}{Q_i}\right)^2 \tag{10.20}$$

Substituind valoarea pierderii de presiune $h_r$ în relația (10.19) se obține :

$$\Delta h = h_i - h_i \left(\frac{Q_r}{Q_i}\right)^2 \tag{10.21}$$

de unde : $$h_i = \frac{\Delta h}{1 - \left(\frac{Q_r}{Q_i}\right)^2} \tag{10.22}$$

unde : $P_i$ și $P_r$ reprezintă presiunile absolute măsurate într-o stație, în condițiile unui debit de aer inițial, respectiv redus, Pa ; $\Delta h$ — diferența presiunilor absolute specifice debitului de aer inițial și redus, Pa ; $h_i$, $h_r$ — pierderile de presiune aferente debitului de aer inițial, respectiv redus, Pa ; $Q_i$, $Q_r$ — debitele de aer inițial și redus $m^3/s$.

În cazul lucrărilor miniere cu diferențe de cote (puțuri, plane înclinate, suitori), relația 10.22 devine :

$$h_t = \frac{\Delta h + g\Delta H(\rho_t - \rho_r)}{1 - \frac{\rho_r}{\rho_t}\left(\frac{Q_r}{Q_t}\right)^2} \qquad (10.23)$$

(în condițiile curgerii aerului de la o cotă superioară la o cotă inferioară)

și $$h_t = \frac{\Delta h - g\Delta H(\rho_t - \rho_r)}{1 - \frac{\rho_r}{\rho_t}\left(\frac{Q_r}{Q_t}\right)^2} \qquad (10.24)$$

(în condițiile curgerii aerului de la o cotă inferioară spre o cotă superioară).

unde : $\rho_t$ și $\rho_r$ — reprezintă densitatea aerului corespunzătoare debitului de aer inițial și debitului de aer redus, kg/m³ ; $g$ — accelerația gravitației, m/s² ; $\Delta H$ — diferența de cotă, m.

Avantajele acestei metode constau din :

— toate măsurătorile pot fi efectuate în două puncte fixe :

— măsurătorile se pot executa într-o perioadă scurtă de timp și cu aparatură simplă.

Dezavantajele metodei sînt :

— necesită modificarea regimului de aeraj la ventilatoarele principale ;

— pentru anumite lucrări în care nu se obține o modificare corespunzătoare a debitului de aer, rezultatele pot fi afectate de erori.

**Metoda densității.** Metoda densității se bazează pe principiul că pierderea de presiune între două puncte ale unei lucrări miniere este egală cu diferența dintre creșterea de presiune barometrică reală măsurată, aferentă acestor două puncte (din amonte și aval) și creșterea de presiune virtuală dacă între aceste două puncte nu ar fi existat o pierdere de presiune.

Acest lucru se poate exprima, pentru curgerea aerului într-un puț de intrare a aerului, prin relația :

$$h_t = M + P_1 - P_2 \qquad (10.25)$$

în care : $P_1$ și $P_2$ — reprezintă presiunile barometrice măsurate în punctele din amonte și aval, Pa ; $M$ — creșterea de presiune, estimată, datorată înălțimii coloanei de aer, Pa.

Cu condiția ca distanța pe verticală $\Delta H$, între două puncte, să nu fie prea mare, se poate înlocui valoarea lui $M$ prin expresia $\Delta H \cdot \rho_m \cdot g$, în care $\rho_m$ reprezintă densitatea medie a coloanei de aer, kg/m³.

În acest caz pierderea de presiune, $h_t$, este dată de relațiile :

— pentru lucrări miniere în care aerul coboară ;

$$h_t = \Delta H \cdot \rho_m \cdot g - \Delta h \qquad \text{[Pa]} \qquad (10.26)$$

— pentru lucrări miniere în care aerul urcă :

$$\text{și } h_t = \Delta h - \Delta H \cdot \rho_m g \qquad \text{[Pa]} \qquad (10.27)$$

în care : $h_t$ reprezintă pierderea de presiune, Pa ; $\Delta H$ — diferența de cotă, m ; $\varphi_m$ — densitatea medie, kg/m³ ; $g$ — accelerația gravitației, m/s² ; $\Delta h$ — diferența de presiune reală dintre stațiile de măsurare, Pa.



În cadrul acestei metode se plasează cîte un barometru la fiecare capăt al lucrării miniere, iar citirile de presiune barometrică efectuîndu-se simultan, se obține diferența de presiune reală.

Această diferență de presiune reală se compară cu diferența teoretică datorită variațiilor de cotă și densitate, determinîndu-se în acest mod pierderea de presiune.

Dacă se dispune de un singur barometru, atunci trebuiesc efectuate corecții pentru posibilele schimbări ale presiunii din prima stație de măsurare, în timpul executării citirilor în stația a doua de măsurare. Acest lucru se realizează, în general, prin două citiri la prima stație și anume înainte și după efectuarea citirii din stația a doua. Presiunea corectă se obține prin interpolare liniară.

O variantă a acestei metode constă în executarea de citiri barometrice, la intervale regulate, într-o stație de control. Cel de-al doilea barometru este deplasat în următoarele stații de măsurare și odată cu citirile de presiune se înregistrează și ora la care s-a efectuat măsurătoarea.

După aplicarea corecțiilor de cotă, densitate și schimbare de presiune în timp, se calculează pierderea de presiune.

Metoda densității este indicată a se aplica pentru determinări de presiune în întreaga mină, sau numai într-o zonă a acesteia, deoarece erorile nu se cumulează și, de asemenea, necesită un efort mai mic decît metoda directă (cu micromanometru și furtun).

Principalele dezavantaje însă, ale metodei, constau din :

— necesitatea de calcule laborioase ;

— prezența erorilor datorite valorilor mari ale parametrilor implicați în calcul.

**Metoda energiei.** Această metodă este similară celorlalte metode barometrice și implică măsurarea presiunilor barometrice la fiecare capăt a lucrării miniere și apoi determinarea pierderii de energie din diferența dintre lucrul mecanic de intrare teoretic și real. Avantajele și dezavantajele metodei sînt similare celor specifice celorlalte metode barometrice.

Relația utilizată pentru calculul pierderii de energie prin frecare, dintr-o lucrare minieră prin care aerul coboară, este :

$$F = g \cdot \Delta H - R \cdot \Delta h \frac{L\,M\,T_{1-2}}{L\,M\,P_{1-2}} \qquad (10.28)$$

Pentru lucrările miniere în care aerul se deplasează ascendent, partea dreaptă a ecuației se multiplică cu (—1).

Mărimile implicate reprezintă : $F$ — pierderea energiei prin frecare, J/kg ; $g$ — — accelerația gravitației m/s² ; $\Delta H$ — diferența de cotă, m ; $R$ — constanta gazelor, J/kg·K ; $\Delta h$ — diferența de presiune între stații, Pa.

$$L\,M\,T_{1-2} = \frac{T_2 - T_1}{2{,}303 \lg \frac{T_2}{T_1}} \qquad (10.29)$$

unde : $T_1$ este temperatura uscată (K) în stația *1* ; $T_2$ — temperatura uscată (K) în stația *2*.

$$L\,M\,P_{1-2} = \frac{P_2 - P_1}{2{,}303 \lg \frac{P_2}{P_1}} \qquad (10.30)$$

unde : $P_1$ este presiunea (Pa) în stația *1* ; $P_2$ — presiunea (Pa) în stația *2*.

Pierderea de presiune aferentă unei lucrări miniere se calculează cu relația :

$$h_l = F \cdot \rho_m \quad [\text{Pa}] \qquad (10.31)$$

în care : $F$ reprezintă pierderea de energie prin frecare, J/kg ; $\rho_m$ — densitatea medie kg/m³.

Valoarea lui $R$ pentru un amestec de aer și vapori de apă se calculează cu relația :

$$R_{amestec} = \frac{R_{aer\ uscat}\left(1 + \frac{d}{0{,}622}\right)}{1 + d} \qquad (10.32)$$

în care : $R_{amestec}$ este constanta gazelor (tab. XXV. 31) pentru amestec de aer și vapori de apă, J/kg·K ; $R_{aer\ uscat}$ — constanta gazelor ptr. aer uscat = 287,1 kg·K ; $d$ — conținutul de umezeală al amestecului, g/kg.

*Tabelul XXV. 31*

**Valorile pentru constanta gazelor la diferite conținuturi de umezeală**

| Conținut de umezeală [g/kg] | Constanta gazelor pentru amestec aer-vapori de apă [J/kgK] |
|---|---|
| 0 | 287,1 |
| 5 | 288,0 |
| 10 | 288,8 |
| 20 | 290,5 |
| 30 | 292,1 |
| 40 | 293,8 |
| 50 | 295,4 |

## 10.3. UMIDITATEA AERULUI

Gradul de umiditate a aerului de mină poate fi definit prin una din următoarele mărimi :

— umiditate absolută ;
— umiditate relativă ;
— umiditate specifică.

Prin *umiditate absolută* se înțelege masa de vapori de apă, exprimată în kilograme sau grame, conținută într-un metru cub de aer umed.

*Umiditatea relativă*, $\varphi$, se definește prin raportul dintre presiunea vaporilor de apă, $P_v$, și presiunea vaporilor saturați, $P_{vs}$ (tabelul XXV. 32) la aceeași temperatură.

$$\varphi = \frac{P_v}{P_{vs}} \cdot 100 \quad [\%] \qquad (10.33)$$

*Tabelul XXV. 32*

**Valorile presiunii vaporilor saturați**

| $t$, °C | −20 | −10 | 0 | +10 | +15 | +20 | +25 | +30 | +35 | +40 | 50 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $P_{vs}$, $P$ | 130 | 290 | 620 | 1250 | 1740 | 2390 | 3270 | 4230 | 5730 | 7580 | 12580 |



*Umiditatea specifică* sau conținutul de umezeală, $d$, exprimă cantitatea de vapori de apă (kilograme sau grame) care revine la un kilogram aer uscat.

$$d = 622\,\frac{\varphi P_{vs}}{P - P_{vs}} = 622\,\frac{P_v}{P - P_v} \quad [\text{g/kg}] \qquad (10.34)$$

Pentru caracterizarea condițiilor climatice din subteran se utilizează *umiditatea relativă* și nu absolută.

În condițiile din subteran, pentru determinarea umidității relative se utilizează *psihrometrul cu aspirație tip Assman*. Acest aparat (fig. XXV. 115) constă din două termometre identice *1* și *2*, protejate de tijele metalice *7*. Rezervoarele termometrelor se află închise în tuburile *3* și *4* prin care se aspiră aer cu ajutorul ventilatorului *5*. Rezervorul termometrului *2* se învelește cu un tifon, care se umezește înainte de începerea măsurătorii. Umezirea tifonului așezat la termometrul umed se face cu ajutorul pompei *8* și a tubului de cauciuc *9*. Cînd viteza aerului este mai mare de 4 m/s, orificiile *10* ale carcasei ventilatorului se acoperă cu piesa *11*. Pentru determinarea temperaturii și a umidității aerului, psihrometrul se agață în lucrarea minieră cu ajutorul cîrligului *12* și se întoarce pînă la refuz mecanismul de ceasornic al ventilatorului cu ajutorul cheii *6*. După 4 minute de la pornirea ventilatorului, se notează indicațiile termometrelor umed și uscat, după care cu ajutorul tabelului XXV. 33 se determină umiditatea relativă a aerului.

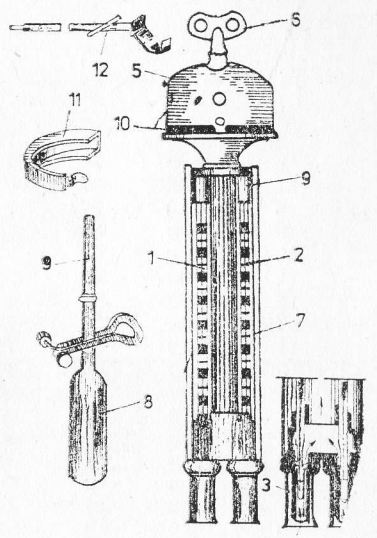



Fig.XXV.115. Psihrometru tip Assman.

## 10.3. CLASIFICAREA MINELOR FUNCȚIE DE EMANAȚIILE DE GAZE DIN ZĂCĂMÎNT

**Emanațiile de metan.** Clasificarea minelor are drept scop aprecierea gradului de pericol pe care-l prezintă gazele din zăcămînt, în vederea stabilirii măsurilor corespunzătoare de securitate.

Din punct de vedere al emanațiilor de metan, minele se clasifică în mine *grizutoase* și *negrizutoase*.

Sînt considerate mine grizutoase acele mine în atmosfera cărora s-a constatat prezența metanului, indiferent de forma de acumulare și de mijloacele de detecție utilizate, chiar numai o singură dată și numai într-un singur loc.

Gradul de pericol al unei mine din punct de vedere al emanațiilor de metan din zăcămînt se stabilește în funcție de :

— debitul relativ de metan ;
— modul de degajare al metanului ;
— regimul de gaze al minelor învecinate.

Încadrarea minelor în funcție de criteriile mai sus menționate se face în conformitate cu prevederile Normelor de Protecția Muncii (tabelul XXV. 34).

*Tabelul XXV.33*

**Tabel psihrometric**

| Temperatura termometrului uscat [°C] | Diferența dintre temperatura termometrului uscat și umed | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| | Umiditatea relativă [%] | | | | | | | |
| 0 | 100 | 81 | 63 | 46 | 28 | 12 | — | — |
| 5 | 100 | 86 | 71 | 58 | 43 | 31 | 17 | 4 |
| 6 | 100 | 86 | 72 | 59 | 46 | 33 | 21 | 8 |
| 7 | 100 | 87 | 74 | 60 | 48 | 36 | 24 | 14 |
| 8 | 100 | 87 | 74 | 62 | 50 | 39 | 27 | 16 |
| 9 | 100 | 88 | 75 | 63 | 52 | 41 | 30 | 19 |
| 10 | 100 | 88 | 77 | 64 | 53 | 43 | 32 | 22 |
| 11 | 100 | 88 | 79 | 65 | 55 | 45 | 35 | 25 |
| 12 | 100 | 89 | 79 | 67 | 57 | 47 | 37 | 27 |
| 13 | 100 | 89 | 79 | 68 | 58 | 49 | 39 | 30 |
| 14 | 100 | 89 | 79 | 69 | 59 | 50 | 41 | 32 |
| 15 | 100 | 90 | 80 | 70 | 61 | 51 | 43 | 34 |
| 16 | 100 | 90 | 80 | 70 | 61 | 53 | 45 | 37 |
| 17 | 100 | 90 | 80 | 71 | 62 | 55 | 47 | 40 |
| 18 | 100 | 90 | 80 | 72 | 63 | 55 | 48 | 41 |
| 19 | 100 | 91 | 81 | 72 | 64 | 57 | 50 | 41 |
| 20 | 100 | 91 | 81 | 73 | 65 | 58 | 50 | 42 |
| 21 | 100 | 91 | 82 | 74 | 66 | 58 | 50 | 44 |
| 22 | 100 | 91 | 82 | 74 | 66 | 58 | 51 | 45 |
| 23 | 100 | 91 | 83 | 75 | 67 | 59 | 52 | 46 |
| 24 | 100 | 91 | 83 | 75 | 67 | 59 | 53 | 47 |
| 25 | 100 | 92 | 84 | 76 | 68 | 60 | 54 | 48 |
| 26 | 100 | 92 | 84 | 76 | 69 | 62 | 55 | 50 |
| 27 | 100 | 92 | 84 | 77 | 69 | 62 | 56 | 51 |
| 28 | 100 | 92 | 84 | 77 | 70 | 64 | 57 | 52 |
| 29 | 100 | 92 | 85 | 78 | 71 | 65 | 58 | 53 |
| 30 | 100 | 92 | 85 | 79 | 72 | 66 | 59 | 53 |

Minele de cărbuni, șisturi bituminoase și sare, la care nu s-a constatat prezența metanului în atmosfera subterană (fronturi de lucru, curenți de evacuare) dar la care în găurile de probă sau de sonde forate în masivul de roci, concentrația de metan este mai mare de 2% vol., vor fi considerate în *regim de tranziție*.

Măsurătorile în vederea clasificării unei mine comportă următoarele etape :

— se verifică prezența metanului în curenții principali și secundari ai aerului de mină ;

— în cazul în care în curenții de ieșire a aerului nu s-a putut stabili prezența metanului se va urmări depistarea acestuia în atmosfera fronturilor de lucru aflate sub depresiunea instalațiilor principale de ventilație ;

— absența metanului din fronturile de lucru aflate sub depresiunea instalațiilor de aeraj parțial implică cercetarea acestui gaz, cel puțin într-unul din fronturile de lucru în fund de sac cu avansarea ascendentă, situat la nivelul cel mai adînc al minei. În



aceste fronturi de lucru, măsurătorile se vor efectua în condițiile nefuncționării instalațiilor de aeraj parțial pe o perioadă de 24 ore :

— dacă prezența metanului nu a fost depistată nici în fronturile de lucru în fund de sac, se vor fora 3 găuri de probă în masivul de cărbuni, sare sau nisipuri bituminoase, cu lungimea de minimum 3 m, pentru cercetarea acestui gaz în masivul de rocă utilă.

Detectarea prezenței metanului în curenții de evacuare ai aerului implică executarea de măsurători pentru stabilirea categoriei de încadrare (conform tabelului XXV.34), după debitul relativ de gaz și anume :

— în cursul unei luni calendaristice, trei măsurători la interval de 10 zile, fiecare măsurătoare efectuîndu-se într-o zi normală de producție ;

— măsurătorile se vor efectua în curenții principali de evacuare a aerului, în fiecare schimb al zilei, în a doua jumătate a schimbului.

*Debitul relativ de metan* se determină cu relația :

$$q_r = \frac{q_a}{T_r} \quad [m^3/t \cdot 24\ h] \tag{10.35}$$

*Tabelul XXV.34*

**Clasificarea minelor, funcție de emanațiile de metan din zăcămînt**

| Specificare | Categoria minei în funcție de modul de degajare și debitul relativ [m³/t ·24 h] | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | 0 | *I* | *II* | *III* | *IV* | *V* |
| Debitul relativ și modul de degajare al metanului | Emanații accidentale de metan la minele de minereuri | 0—5 inclusiv | 5—10 inclusiv | 10—15 inclu- | >15 sau mine în care există degajări sub formă de suflaiuri sau scurgeri de material mărunt și gaze | Minele în care se exploatează strate cu erupții de metan și material mărunt |

în care : $q_a$ este debitul absolut de metan ; $T_r$ — producția realizată în luna în care s-au efectuat măsurătorile, t.

*Debitul absolut de metan* se calculează cu relația :

$$q_a = \frac{31 \cdot 24 \cdot 60\,(Q_1 \cdot C_1 + Q_2 \cdot C_2 + Q_3 \cdot C_3)}{3 \cdot 100} \quad [m^3/\text{lună}] \tag{10.36}$$

în care : $Q_1$, $Q_2$ și $Q_3$ reprezintă debitele de aer măsurate în cele trei schimburi, m³/min ; $C_1$, $C_2$ și $C_3$ — concentrațiile de metan, măsurate simultan cu determinarea debitelor de aer, %.

Debitul absolut de metan, $q_a$, se calculează cu relația 10.36 pentru fiecare etapă de măsurători din cadrul unei luni calendaristice și se adoptă valoarea maximă.

**Emanații de bioxid de carbon.** Minele în care s-a constatat prezența bioxidului de carbon se clasifică în funcție de modul de degajare a acestui gaz, conform tabelul XXV. 35.

*Tabelul XXV.35*

**Clasificarea minelor funcție de emanațiile de bioxid de carbon din zăcământ**

| Specificare | Categoria minei | |
|---|---|---|
| | *I* | *II* |
| Modul de degajare a bioxidului de carbon | Mine sau circuite de aeraj cu degajări lente sau suflaiuri | Mine în care se exploatează strate cu erupții de bioxid de carbon și material mărunt. |

În categoria *I* se încadrează minele sau circuitele de aeraj în lucrările cărora, concentrația de bioxid de carbon este de 1% vol. sau au avut loc suflaiuri.

În categoria a *II*-a se încadrează minele care exploatează strate predispuse la erupții de material mărunt și gaze.

Clasificarea minelor noi deschise se va efectua pe baza măsurătorilor executate de Centrul de Cercetări Inginerie Tehnologică și Proiectări pentru Securitate Minieră Petroșani (CCITPSM), după realizarea primului circuit de aeraj sub depresiunea generală a minei și punerea în funcțiune a primului abataj. Clasificarea va fi verificată periodic de fiecare unitate minieră, ori de cîte ori intervin modificări esențiale în modul de degajare a metanului și în mod obligatoriu la fiecare doi ani. Documentațiile de clasificare și reclasificare a minelor se avizează de CCITPSM Petroșani și Ministerul Minelor și se aprobă de Ministerul Muncii.

# 11. CONDUCEREA AERAJULUI ÎN CAZ DE AVARIE

## 11.1. CONSIDERAȚII GENERALE

Una din particularitățile importante ale oricărui sistem de aeraj o constituie prezența circulației necontrolate a curenților secundari de aer în subteran, simultan cu curgerea dirijată a aerului spre fronturile de lucru de-a lungul lucrărilor miniere.

Categoria curenților secundari de aer (pierderi de aer prin scurtcircuitări) poate influența negativ starea de securitate a minelor, fie prin diminuarea debitelor de aer efective destinate fronturilor de lucru, fie prin creșterea riscului de autoaprindere a substanței minerale utile.

Cercetările efectuate în străinătate și în țară asupra eficienței aerajului evidențiază procente destul de ridicate ale pierderilor de aer și anume între 30 și 55% din debitul total al minei, fapt pentru care debitele de aer necesare în subteran se majorează prin proiectare.

De asemenea, aceleași cercetări arată condițiile limită care favorizează apariția focurilor de mină în raport cu mărimea pierderilor de aer scurtcircuitate prin spațiile exploatate, și anume, pierderile de aer cu debite cuprinse între 0,06 și 0,9 $m^3/min$ și $m^2$ de secțiune.

Alternanța creșterilor cu diminuările de debite specifice scurtcircuitărilor de aer sau chiar inversarea sensurilor de circulație ale acestora, cauzate de modificările bruște ale debitului total de aer vehiculat în mină, pot constitui factori favorizanți ai procesului de încălzire. Rolul determinant, la un moment dat, al infiltrațiilor de aer (cu variațiile de intensitate menționate) în apariția focurilor endogene se explică prin modificările cantitative ale căldurii vehiculate de-a lungul spațiilor exploatate.

În raport cu debitul total de aer vehiculat în mină, scurtcircuitările de aer de-a lungul spațiilor exploatate reprezintă valori relativ mici, însă suficiente pentru inițierea procesului de autoîncălzire și în același timp insuficiente pentru a dispersa căldura produsă și pentru a evita ridicarea continuă a temperaturii pînă la autoprindere.



În afara pierderilor de aer continue specifice spațiilor exploatate (direct din fronturile de lucru sau prin diguri de izolare), scurtcircuitările de aer localizate în diferite zone ale minei (construcții de aeraj, crăpături și fisuri de-a lungul galeriilor) se caracterizează, de asemenea, prin valori individuale scăzute în raport cu debitul total de aer al minei.

Cunoașterea, atît a structurii sistemului de curenți secundari de aer (direcții de deplasare), cît și a mărimii debitelor de aer scurtcircuitate constituie o etapă obligatorie pentru fundamentarea științifică a deciziilor în intervenții care reclamă urgență, precum și a acțiunilor preventive necesare de întreprins pentru creșterea gradului de securitate în subteran.

## 11.2. CURGEREA AERULUI PRIN SPAȚIUL EXPLOATAT

Procesul curgerii aerului de-a lungul spațiului exploatat, similar deplasării fluidelor în medii poroase, este definit în principal de legile filtrației.

În spațiul exploatat, golurile remanente în timp alcătuiesc *sistemul de canale* specific mediilor poroase, respectiv căile prin care se produce filtrarea aerului.

Spre deosebire de mișcarea aerului prin lucrările miniere, deplasarea acestuia de-a lungul spațiului exploatat se caracterizează prin :

— viteze mici de deplasare, ca urmare a secțiunilor libere reduse ;

— rezistențele aerodinamice de frecare mari, cauzate de multitudinea suprafețelor opuse mișcării.

În condițiile mediilor poroase curgerea fluidelor este laminară și poate fi definită de legea lui Darcy :

$$h = \frac{v \cdot l}{k_f} \text{ [Pa]} \qquad (11.1)$$

în care : $v$ este viteza medie de curgere a aerului ; $h$ — pierderea de presiune în zona de infiltrație, Pa ;

$$v = Q/k_p \cdot S \quad \text{[m/s]}$$

$Q$ — debitul fluidului infiltrat $m^3/s$ ; $k_p$ — coeficient de porozitate ; $S$ — suprafața zonei de infiltrație a fluidului, $m^2$ ; $l$ — lungimea căilor de infiltrație, m ; $k_f$ — coeficient de filtrație.

În cazul spațiului exploatat (cu zone surpate sau rambleiate), curgerea aerului este în principal laminară, însă în măsură mai mică se întîlnește și regimul turbulent și tranzitoriu — și anume :

$$h = R \cdot Q_p^x \qquad \text{cu } x = 1 \ldots 2 \qquad (11.2)$$

unde : $Q_p$ este debitul de aer scurtcircuitat, $m^3/s$ ; $R$ — rezistența aerodinamică totală a spațiului exploatat :

$$R = r \frac{l}{(d \cdot m)^x} \text{ [daPa s/m}^3\text{] pt. } x = 1 \text{ — regim laminar} \qquad (11.3)$$

$$\text{sau [daPa} \cdot \text{s}^2/\text{m}^6\text{] pt. } x = 2 \text{ — regim turbulent} \qquad (11.4)$$

unde : $l$, $d$, $m$ reprezintă dimensiunile spațiului exploatat luat în considerare (lungime, lățime, și înălțime), m ; $r$ — rezistența aerodinamică specifică unui cub cu laturile egale cu unitatea, daPa $\cdot s/m^2$ pentru $x = 1$ și daPa $\cdot s^2/m^3$ pentru $x = 2$.

Variația regimului de curgere a aerului în zonele exploatate este determinată de modificarea mărimii rezistenței aerodinamice în spațiu și timp.

Astfel, în imediata apropiere a abatajelor, rezistența aerodinamică a spațiului exploatat este minimă, ceea ce conduce la existența unui regim de curgere turbulent.

Pe măsura îndepărtării de fronturile de abataj și respectiv odată cu avansarea abatajelor, rezistențele aerodinamice se majorează continuu, iar regimul de curgere a aerului, după faza tranzitorie, devine laminar.

Rezistența aerodinamică în condițiile regimului laminar de curgere este determinată de viscozitatea fluidului (aer) și de rezistențele locale specifice golurilor, iar în cazul regimului turburent este determinată de frecarea fluidului de suprafețele particulelor de rocă și, de asemenea, de aceleași rezistențe locale.

Modificarea mărimii rezistenței aerodinamice specifice a spațiului exploatat ($r_e$) odată cu creșterea lungimii zonei ($l$), poate fi evidențiată printr-o ecuație de forma:

$$r_{(e)} = r_0 + a \cdot l^b \qquad (11.5)$$

în care: $r_0$ reprezintă rezistența aerodinamică specifică unui element de spațiu exploatat (cub cu laturi egale cu unitatea) situat în imediata vecinătate a abatajului; $a$ și $b$ — constante, funcție de proprietățile rocilor și metoda de dirijare a presiunii; $l$—lungimea spațiului exploatat considerat, în direcția pierderilor de aer.

Cercetările efectuate au permis stabilirea de valori medii pentru mărimile $a$, $b$ și $r_0$ — în cazul dirijării acoperișului prin surpare totală, și anume:
$a = 5 \cdot 10^{-4}$; $b = 3$ și $r_0 = 5$ [daPa $\cdot$s$^2$/m$^3$] în condițiile exploatării integrale a stratului de cărbune.

## 11.3. MIJLOACE PENTRU DETERMINAREA PIERDERILOR DE AER PRIN SPAȚIUL EXPLOATAT

Procesul de ventilare a unei mine se caracterizează printr-un grad ridicat de complexitate, ca urmare atît a dinamicii exploatării însăși (cu modificări continue a structurii rețelei de lucrări miniere), cît și a prezenței zonelor exploatate și construcțiilor de aeraj.

Dacă în rețeaua de lucrări miniere și fronturi de lucru, inclusiv la nivelul ventilatoarelor principale, debitele de aer sînt controlabile și pot fi evaluate cu precizie satisfăcătoare cu ajutorul (aparaturii convenționale) metodologiei clasice, în zonele exploatate și cele ale construcțiilor de aeraj, stabilirea traseelor de curgere a aerului și a mărimii debitelor de aer scurtcircuitate este extrem de dificilă.

În aceste zone (spații exploatate și construcții de dirijare și izolare), ridicările debitmetrice și depresiometrice efectuate cu aparatura convențională conduce la rezultate situate, de regulă, la același ordin de mărime cu limitele de precizie ale acestei aparaturi, ca urmare a vitezelor mici de circulație a aerului, a neuniformității vitezelor și a absenței condițiilor de executare a măsurătorilor.

Pentru asigurarea stării de securitate și confort în subteran și pentru evitarea limitărilor care ar putea interveni în desfășurarea activității, scurtcircuitările de aer (pierderile de aer) care afectează debitele de aer dirijate spre fronturile de lucru sînt compensate, conform normelor de securitate, acordîndu-se:

— 30% din debitele de aer efective pentru lucrările aerisite cu ajutorul instalațiilor de aeraj parțial, indiferent de natura minei;

— 15% și 30% din debitele de aer efective ale circuitelor, pentru minele de cărbuni și respectiv minele de minereuri.

Măsurători speciale, efectuate la mina Petrila în scopul stabilirii posibilității de evaluare a debitelor mici de aer specifice pierderilor de aer sau scurtcircuitărilor, au demonstrat necesitatea perfecționării tehnicii de măsurare.



Analiza problemelor de securitate din domeniul aerajului minier și a focurilor endogene, precum și studiul procesului de curgere a aerului în condițiile rețelelor subterane cu grad ridicat de complexitate au permis evidențierea cerințelor pe care trebuie să le îndeplinească tehnica perfecționată de măsurare și anume:

— posibilitatea stabilirii traseelor de curgere a aerului atît la nivelul unui singur front de lucru, cît și la nivelul zonelor exploatate;

— capacitatea evaluării cantitative a debitelor de aer pentru o gamă largă de variație a acestora;

— posibilitatea evidențierii operative a recircuitărilor de aer.

Măsurarea debitelor de aer și a vitezelor de curgere a aerului prin intermediul diluției unui gaz trasor reprezintă tehnica capabilă să satisfacă cerințele menționate.

## 11.4. SUPRAVEGHEREA AERAJULUI GENERAL ÎN CAZUL AVARIILOR

În cazul producerii unei avarii, eficiența acțiunilor de salvare a personalului cuprins în zonă, precum și de limitare a efectelor acesteia, în foarte multe cazuri, depinde de alegerea corectă și aplicarea în timp util a regimului adecvat de aeraj. Acest regim, în condițiile unei avarii, este condiționat de:

— complexitatea schemei de aeraj;

— locul de producere a avariei;

— natura substanței exploatate;

— conținutul de gaze din atmosfera subterană etc.

Datorită acestor factori, nu se poate indica un regim unic, din cauza multiplelor condiții de care depinde reușita acțiunii.

În condiții normale, funcție de cerințele de exploatare și securitate, parametrii funcționali ai instalațiilor principale de ventilație practic rămîn constanți pe o perioadă îndelungată de timp (fig. XXV. 116, punctul $A$). În condițiile producerii unei avarii, acești parametrii într-un interval relativ mic de timp pot să se majoreze (punctul $A_1$) sau se micșorează (punctul $A_2$), sau chiar să aibă valori negative (punctele $B$, $C$ și $D$).

Această variație a parametrilor de aeraj poate fi o consecință directă a stării de avarie, fie o consecință premeditată în scopul salvării personalului sau pentru crearea condițiilor favorabile necesare pentru lichidarea avariilor.

Regimul de aeraj necesar în condițiile unei avarii se asigură pe calea variației debitului și depresiunii prin intermediul instalațiilor principale de ventilație sau al construcțiilor de aeraj. Acest regim trebuie să fie stabil din punct de vedere al mărimii debitului de aer și al sensului de curgere și respectiv ușor de supravegheat pe întreaga durată de acțiune.

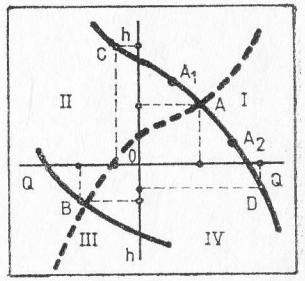



Fig. XXV.116. Regimurile posibile de aeraj în caz de avarie.

Poziția punctului care caracterizează regimul de aeraj al unei mine trebuie să se plaseze întotdeauna în cadranul $I$ în cazul regimului normal de aeraj, și în cadranul $III$ în condițiile regimului inversat de aeraj. Plasarea regimului de aeraj în cadranele $II$ și $III$ corespunde cu scurtcircuitări bruște ale curenților de aer sub acțiunea surselor interne de depresiune, cu consecințe imprevizibile.

Păstrarea regimului normal de aeraj, cu debit constant, se recomandă în cazul minelor grizutoase și în toate cazurile cînd, prin reducerea debitului de aer, are loc umplerea cu gaze a tuturor lucrărilor din subteran.

Dacă avaria s-a produs într-o mină în care este exclusă formarea amestecurilor explozive, atunci menținerea regimului anterior de aeraj, cu reducerea corespunzătoare a debitului de aer, se impune cu necesitate.

Menținerea sensului anterior de circulație a aerului, însă cu debite majorate, nu este de dorit, întrucît se poate accelera procesul de dezvoltare a focului, iar gazele rezultate se pot răspîndi în toată rețeaua de lucrări miniere.

Necesitatea inversării curenților de aer, în subteran, apare, în cazul declanșării unui incendiu, pe una din căile principale de intrare a aerului, în scopul evitării pătrunderii gazelor toxice în lucrările miniere în care se desfășoară activitatea.

Această inversare, care vizează, în special, curenții principali de aer, reprezintă o operație deosebit de importantă, care trebuie întreprinsă în momente deosebit de dificile și care trebuie să asigure o eficiență maximă.

Din aceste motive, atît în țara noastră cît și în străinătate, normele de securitate recomandă verificările prealabile, pentru a se cunoaște efectele inversării curenților de aer în toate lucrările miniere principale.

Timpul maxim admis pentru inversarea curenților principali de aer este de 10 minute.

## 11.5. PREVENIREA EXPLOZIILOR DE GAZE ÎN TIMPUL COMBATERII FOCURILOR SUBTERANE

În timpul executării digurilor de izolare a unei zone cu foc, are loc o diminuare a debitelor de aer și respectiv o creștere a concentrațiilor de gaze explozive.

În mod normal, compoziția aerului de mină se situează sub sau pe linia dreaptă $ABC$, în zona cuprinsă între 0 și 1% (fig. XXV. 117, punctul $P_0$). În timpul executării îndiguirii, punctul caracteristic compoziției atmosferei subterane se poate situa sub linia $ABC$ și chiar plasa în domeniul $III$ (triunghiul $BCE$).

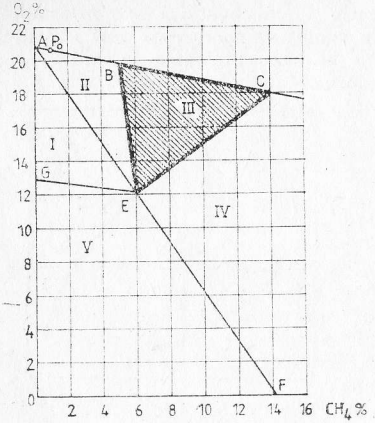



Fig. XXV.117. Diagrama de explozie pentru amestecuri aer-metan (H. Coward):
*I* — domeniu neexploziv, poate deveni exploziv prin adaos de $CH_4$; *II* — domeniu neexploziv, poate deveni exploziv prin adaos de $CH_4$ sau îndepărtarea $O_2$; *III* — domeniu exploziv; *IV* — domeniu neexploziv, poate deveni exploziv prin adaos de aer ($O_2$); *V* — domeniu neexploziv „în sine".

Pentru determinarea naturii substanței care participă la ardere se va utiliza indicele $K_n$, care reprezintă o mărime adimensională, numeric egală cu fracțiunea de metan care arde

$$K_n = \frac{0{,}265\ N_2 - O_2 - 1{,}13\ CO_2 - 0{,}64\ CO + 0{,}5\ H_2}{0{,}87(CO_2 + CO)} \qquad (11.6)$$

unde: $N_2$, $O_2$, $CO_2$, $CO$, $H_2$ sînt concentrațiile componenților gazoși din curenții de evacuare a zonei în foc, %.



Indicele $K_n$ poate avea următoarele valori:
— la arderea combustibililor solizi (cărbune + lemn), $K_n \geqslant 0{,}1$;
— la arderea metanului, $K_n \geqslant 1$;
— la arderea combinată (metan + cărbune sau lemn, $0{,}1 \leqslant K_n \leqslant 1$.

*Viteza de ardere a metanului și cărbunelui* se poate determina cu relațiile:

$$v_M = v'_M \cdot K_n \qquad (11.7)$$

$$v_c = v'_c(1 - K_n) \qquad (11.8)$$

în care: $v_M$ reprezintă viteza de ardere a metanului, m³/min; $v_c$ — viteza de ardere a cărbunelui, kg/min; $v'_M$ și $v'_c$ — mărimi care se determină cu ajutorul nomogramelor din fig. XXV. 118.

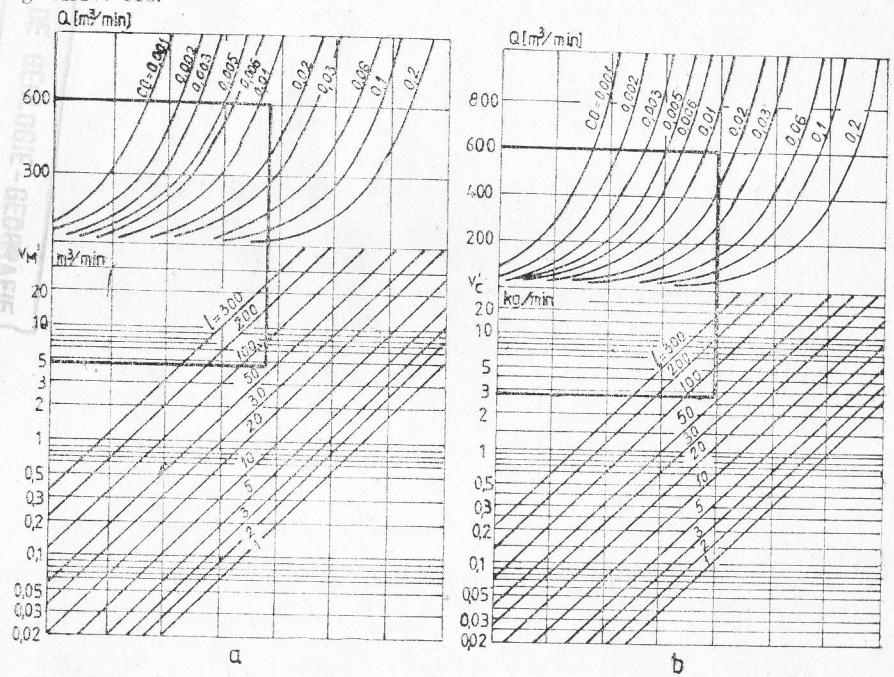



Fig. XXV.118. Diagramă pentru determinarea vitezei de ardere a metanului (*a*) și a cărbunelui (*b*):
$Q$ — debitul de aer, m³/min; $L = CO_2/CO$.

**Exemplu:** Prin raportarea microconcentrațiilor de etilenă și acetilenă s-a stabilit că în spațiul exploatat al unui abataj (fig. XXV. 119) s-a produs un foc. Pentru cunoașterea naturii substanței combustibile și a vitezei de ardere a acesteia, s-au recoltat probe de gaze care au fost supuse analizelor de laborator.

Rezultatele măsurătorilor au pus în evidență un debit de aer de 570 m³/min și o compoziție a atmosferei de:

$CO_2$ — 0,70% $\qquad$ $CH_4$ — 1,6%

$O_2$ — 19,5 %

CO — 0,014 %
$N_2$ — 78,19 %

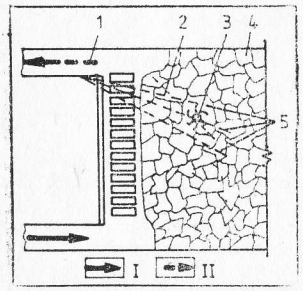



Fig. XXV.119. Abataj cu zona de foc :
*1* — punct de recoltare a probelor de gaze ; *2* — găuri pentru alimentare cu pulpă din cenușă ; 3 — focarul presupus ; *4* — spațiul exploatat ; *5* — găuri de degazare.

Valoarea indicelui $K_n$, conform relației (11.6), este :

$$K_n = \frac{0{,}265 \cdot 78{,}19 - 19{,}5 - 1{,}13 \cdot 0{,}70 - 0{,}63 \cdot 0{,}014}{0{,}87\,(0{,}70 + 0{,}014)} = 0{,}68$$

Rezultă că 68 % din substanța combustibilă este metan și 32 % cărbune sau lemn
Raportul $l\ CO_2/CO = 0{,}70/0{,}14 = 50$
Din nomograma redată în fig. XXV. 118, rezultă

$$v'_M = 4\ m^3/min \text{ și } v'_c = 2{,}5\ kg/cărbune$$

Vitezele de ardere ale metanului și cărbunelui conform relațiilor (11.7 și 11.8) sînt :

$$v_M = 4 \cdot 0{,}68 = 2{,}72\ m^3/min.$$
$$v_c = 2{,}5(1 - 0{,}68) = 0{,}8\ kg/min.$$

Pentru lichidarea focarului și crearea condițiilor de securitate pentru salvatori, se impune în prima fază aspirarea metanului din spațiul exploatat, prin intermediul găurilor de sonde.

Debitul de metan provenit din spațiul exploatat în curentul de evacuare este de :

$$q_{CH_4} = \frac{570 \cdot 1{,}6}{100} \cdot 0{,}4 = 3{,}65\ m^3/min.$$

Capacitatea de aspirare a unei găuri de sondă fiind de 1,1 $m^3$/min, rezultă că sînt necesare aproximativ trei găuri de sondă.

Pentru stingerea focului și umplerea golurilor din spațiul exploatat cu pulpă din cenușă de termocentrală sînt necesare patru găuri de sondă.

Stingerea poate fi eficientă numai atunci cînd cantitatea de căldură preluată în unitate de timp de la focar este mai mare decît intensitatea de extindere a focului.

Cantitatea necesară de cenușă se calculează ținîndu-se seamă de căldura degajată de focar (pentru cărbunele din Valea Jiului $Q_c$ = 33,400 kJ/kg) și de cantitatea de cărbune care arde.

Din spațiul exploatat se degajă o cantitate de căldură de cca :

$$33\,400 \cdot 0{,}8 = 26\,720\ kJ/min.$$

Deoarece 1 kg de pulpă din cenușă de termocentrală poate prelua cca. 2500 kJ căldură, în focar va trebui trimisă cenușă cu o intensitate de $\frac{26\,720}{2\,500} = 10{,}7$ kg/min.

Ținînd seama de pierderi de cca. 50 %, intensitatea de alimentare cu pulpă din cenușă de termocentrală trebuie să fie de cca. 22 kg/min.